

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО”

Інженерно-хімічний факультет

Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв

«до захисту допущено»

Завідувач кафедри МАХНВ

_____ Я. М. Корнієнко

(підпис)

" ____ " _____ 20__ р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ

на здобуття ступеня бакалавра

Напрямок: 6.050503 Машинобудування

Програма професійного спрямування: Обладнання лісового комплексу

на тему: Модернізація третього преса картоноробної машини. Комплексний

Виконав студент IV курсу, групи ЛБ-51

Гламазда Денис Олександрович _____

Керівник проекту проф., канд. техн. наук В. М. Марчевський _____

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Консультанти:

з охорони праці доцент, канд. техн. наук І. М. Ковтун _____

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

з економіки ст. викладач, канд. техн. наук О. А. Новохат _____

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент

_____ (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____ Д. О. Гламазда

Київ – 2019

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО ”
Інженерно-хімічний факультет
Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

на здобуття ступеня бакалавра

Напрямок: 6.050503 Машинобудування

Програма професійного спрямування: Обладнання лісового комплексу

на тему: Модернізація третього преса картоноробної машини. Комплексний

Київ – 2019

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут

імені Ігоря Сікорського»

Інженерно-хімічний факультет

Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв

Освітній ступінь: бакалавр

Напрямок підготовки: 6.050503 Машинобудування

Програма професійного спрямування: Обладнання лісового комплексу

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Я. М. Корнієнко
“ _____ ” _____ 2019 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проект студенту

Гламазді Денису Олександровичу

1. Тема проекту: “Модернізація третього преса картоноробної машини”
затверджена наказом № 1323-с по університету від 22 травня 2019 р.

2. Термін здачі студентом закінченого проекту: 11 червня 2019 р.

3. Вихідні дані до проекту: Модернізація третього преса картоноробної машини.
Швидкість картоноробної машини – 500 м/хв; сировина – картон; маса метра квадратного картону – 190 г/м²; обрізна ширина картону 4,2 м.

4. Перелік питань, які мають бути розроблені:

а) основна частина: проаналізувати існуючі конструкції пресів, обґрунтувати вибір конструкції апарата; порівняти обрану конструкцію з кращими вітчизняними та світовими аналогами; здійснити розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції: параметричний, розрахунок на міцність і жорсткість складових частин пресу; розрахунок механізмів притискання; виконати складальні креслення третього преса, верхнього та нижнього валів;

розробити рекомендації щодо монтажу та експлуатації преса; здійснити оцінку рівня стандартизації та уніфікації розробки.

б) економічна частина: обґрунтувати модернізацію розробленої конструкції та оцінити її ефективність;

в) охорона праці: провести аналіз відповідності апарата до вимог охорони праці, викласти основні вимоги безпечної експлуатації апарата.

5. Перелік графічного (ілюстрованого) матеріалу: складальні креслення: третій прес – А1×3 ; верхній вал – А1; нижній вал –А1.

6. Консультанти:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Ковтун І. М. доцент		
Очікувані техніко - економічні показники застосування установки	Новохат О. А. ст. викладач		

7. Дата видачі завдання: 15 квітня 2019 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН-ГРАФІК

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	2	3	4
1	Переддипломна практика. Узгодження теми, вихідних даних, визначення джерел інформації. Добір матеріалів. Складання звіту з практики. (Під час проходження практики бажане виконання креслень орієнтовним обсягом – 5 форматів А1)	15.04.2019	
2	Патентне дослідження. Формування ідеї модернізації. Обґрунтування економічної доцільності.	22.04.2019	
3	Обґрунтування актуальності проекту. Опис установки. Схема преса. Вибір і опис конструкцій третього преса та їх складових.	29.04.2019	
4	Параметричні розрахунки: визначення основних розмірів преса. Розрахунок продуктивності преса та його вузлів.	06.05.2019	
5	Розробка складальних креслень третього преса та його складальних одиниць. Добір конструктивних параметрів конструктивних елементів преса.	13.05.2019	
6	Розрахунки на міцність та жорсткість основних елементів преса. Вибір підшипників	17.05.2019	
7	Консультації відповідно до графіку з питань охорони праці, економіки, технології машинобудування, автоматизації	20.05.2019	
8	Уточнення графічної частини проекту і специфікацій	23.05.2019	
9	Оформлення пояснювальної записки. Перевірка відповідності проекту діючим нормам за змістом і оформленням. Підготовка до захисту. Складання плану викладення доповіді, окремих питань	27.05.2019	
10	Попередній захист проекту	06.06.2019	
11	Корегування проекту за результатами попереднього захисту. Отримання рецензії, відзиву. Підготовка до захисту	10.06.2019	

Студент

Керівник дипломного проекту

_____ Д.О. Гламазда
(підпис)

_____ В.М. Марчевський
(підпис)

РЕФЕРАТ

УДК 626.026

Модернізація третього преса картоноробної машини. Комплексний: Дипломний проект освітньо-кваліфікаційного рівня «Бакалавр» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; Керівник Марчевський В.М. Викон. –Гламазда Д.О.

Пояснювальна записка складається із вступу, 8 розділів, висновків, переліку посилань із 12 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 107 с. основного тексту, 20 рисунків, 5 таблиць і 3 додатки.

Метою проекту є проектування і модернізація конструкції третього преса картоноробної машини, призначеної для зневоднення картонного полотна шляхом механічного видалення вологи.

Поставлена задача досягається шляхом дослідження літературних джерел, виконанням розрахунків третього преса, верхнього та нижнього валів та основних вузлів і деталей конструкції, розробкою необхідних креслеників. Виконано аналіз результатів, наведено висновки та список використаної літератури.

Розрахунково-пояснювальна записка містить схему третього преса картоноробної машини, та її місце в схемі машини.

Графічна частина проекту включає кресленики форматів А1×5 , що містять: складальні кресленики третього преса картоноробної машини, а також кресленики верхнього та нижнього валів. До складальних креслеників складені специфікації.

ПРЕСОВА ЧАСТИНА, СУШИЛЬНА ЧАСТИНА, КАРТОНОРОБНА МАШИНА, ВАЛ З ГІДПРОПІДТРИМКОЮ ОБОЛОНКИ. КАРТОННЕ ПОЛОТНО, ЗНЕВОДНЕННЯ.

РЕФЕРАТ

УДК 626.026

Модернизация третьего пресса картоноделательной машины.
Комплексный: Дипломный проект образовательно-квалификационного уровня «Бакалавр» / КПИ им. Игоря Сикорского; Руководитель Марчевский В.М. Выпол. – Гламазда Д.А.

Пояснительная записка состоит из вступления, 8 разделов, выводов, перечня ссылок из 12 позиций. Общий объем работы составляет 107 страниц основного текста, 20 рисунков, 5 таблиц и 3 приложения.

Целью проекта есть проектирование и модернизация конструкции третьего пресса картоноделательной машины, предназначенной для обезвоживания картонного полотна механического удаления влаги.

Поставленная задача достигается путем исследования литературных источников, исполнением расчетов третьего пресса, верхнего и нижнего валов и основных узлов и деталей конструкции, разработкой необходимых чертежей. Произведен анализ результатов, представлены выводы и список использованной литературы.

Расчетно-объяснительная записка содержит схему третьего пресса картоноделательной машины, и ее место в схеме машины.

Графическая часть проекта состоит из чертежей форматов А1×5, что включает в себя: сборочные чертежи третьего пресса картоноделательной машины, верхнего и нижнего валов. К сборочным чертежам представлены спецификации.

ПРЕССОВАЯ ЧАСТЬ. СУШИЛЬНАЯ ЧАСТЬ.
КАРТОНОДЕЛАТЕЛЬНАЯ МАШИНА. ВАЛ С ГИДРОПОДДЕРЖКОЙ
РУБАШКИ.. КАРТОННОЕ ПОЛОТНО. ОБЕЗВОЖИВАНИЕ.

ABSTRACT

UDC 626.026

The Bachelor Diploma project on the theme: “Modernization of third press of cardboard machine. Complex”. Scientific supervisor – Marchevsky V.M., – Developer – Hlamazda D.A. – References: p. 79.

The explanatory note consists of an introduction, 8 chapters, conclusions, a list of references with 12 titles. The total volume is 107 p. of the main text, 20 drawings, 5 tables and 3 appendices.

The objective of the project is the development and design and modernization of the third press of a cardboard machine intended for dewatering a paper web by pressing. The task is achieved by studying literary sources, performing calculations of the third press of cardboard machine, the upper shaft and the lower shaft, the main components and parts of the design, developing a necessary shredder. The analysis of the results was carried out, the conclusions and the list of used literature are presented.

The calculation and explanatory note contains a scheme of the third press of cardboard machine, and its place in the scheme.

The graphic part of the project includes A1 × 5 drawings, which contain: the third press of a cardboard machine, as well as a upper shaft and a lower shaft. Specifications are done for assembly drawings.

PRESSURE PART. DRYING PART. CARDBOARD MACHINE. SHAFT WITH A HYDRO-SUPPORT SHELL. CARDBOARD LEAT. REMOVAL.

Зміст

Вступ	13
1. Призначення та область застосування третього преса картоноробної машини	14
1.1 Опис технологічного процесу	14
1.2 Вибір типу преса, та його місце в технологічній схемі	17
2. Технічна характеристика	21
3 Опис та обґрунтування вибраної конструкції	22
3.1 Конструкція і принцип дії виробу, основних складальних одиниць і деталей	22
3.2 Вибір матеріалів	23
3.3 Порівняння основних показників розробленої конструкції преса з аналогами	24
3.4 Патентне дослідження	25
4. Охорона праці	30
4.1 Небезпека ураження електричним струмом	31
4.2 Віброзахист	31
4.3 Виробничий шум	32
4.4 Освітлення на робочих місцях	32
4.5 Пожежна безпека	33
4.6 Небезпека впливу частин обладнання, які рухаються й обертаються	34
5. Розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції модернізованого преса	36
5.1 Складання матеріального балансу та розрахунок сухості картонного полотна після преса	36

					ЛБ51.705324.001ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Гламазда				Модернізація третього преса картоноробної машини Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.	Марчевський						10	107
Реценз.						КПІ ім. Ігоря Сікорського ІХФ, каф. МАХНВ		
Н. Контр.								
Затверд.								

5.2 Розрахунок зусилля притискання	38
5.3 Розрахунок механізму притискання	40
5.4 Розрахунок верхнього вала на міцність та жорсткість	42
5.4.1 Розрахунок оболонки вала	42
5.4.2 Розрахунок осердя верхнього вала	44
5.5 Розрахунок та вибір підшипників верхнього вала	46
5.6 Розрахунок тиску мастила в робочій камері верхнього вала	48
5.7 Розрахунок оболонки верхнього вала на критичне число обертів	48
5.8 Розрахунок основних елементів нижнього вала	49
5.9 Розрахунок оболонки нижнього вала на жорсткість	51
5.10 Розрахунок нижнього вала на міцність	53
5.11 Розрахунок нижнього вала на критичне число обертів	55
5.12 Визначення довговічності підшипників нижнього вала	56
5.13 Розрахунок потужності привода	57
6. Рекомендації щодо ремонту та експлуатації третього преса	60
6.1 Монтажні роботи	60
6.2 Підготовка до пуску преса	61
6.3 Пуск і робота преса	61
6.4 Зупинка преса	62
6.5 Ремонтні роботи	62
7. Рівень стандартизації та уніфікації	63
8 Економічна частина дипломного проекту	65
8.1 Обґрунтування доцільності модернізації третього преса картоноробної машини	65
8.2 Розрахунки техніко-економічних витрат на проведення модернізації третього преса картоноробної машини	67

Висновки	73
Выводы	75
Conclusions	77
Перелік посилань	79
Додаток А Документація до патентного дослідження	81
Додаток Б Патенти, які використані в патентному дослідженні	82
Додаток В Публікації автора	106

					ЛБ41.705471.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Вступ

Целюлозна промисловість (офіційна назва Целюлозно-паперова промисловість) — галузь промисловості, яка хімічно переробляє деревину (також очерет, солому хлібних рослин та ін.) на волокнисту масу, що є сировиною для виготовлення целюлози, паперу, картону, штучного волокна, пластичних мас тощо.

Збільшення попиту на паперову продукцію обумовлює потребу в збільшенні обсягів виробництва, що в свою чергу вимагає від підприємств модернізації процесів виробництва та обладнання. Так як модернізація передбачає фінансові затрати, метою інженерів є запровадження максимальних покращень при використанні мінімальних.

Метою даного дипломного проекту є модернізація третього преса картоноробної машини. Суть модернізації полягає у підвищенні кінцевої сухості картонного полотна шляхом збільшення лінійного тиску в захваті преса, а відтак, заміни верхнього вала на вал з гідропідтримкою оболонки.

Вали такого типу використовуються у целюлозно-паперовому виробництві як вали каландрів, рідше в пресових частинах паперо- та картоноробних машин.

Саме тому розробка та впровадження нових технічних рішень у конструкцію валів з гідропідтримкою оболонки є досить актуальним. Від його вирішення залежить подальше підвищення якості та споживчих властивостей картону, а також в значній мірі зниження метало- та енергоємності картоноробної машини.

Завдання на дипломний проект видане 15 квітня 2019 року під час проходження виробничої практики на ПрАТ "Київський картонно-паперовий комбінат" в м. Обухів.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

1. Призначення та область застосування третього преса картоноробної машини

Пропонована конструкція преса може бути використана як останній прес пресової частини в паперо- чи картоноробних машинах. Безпосередньо третій прес складається з нижнього та верхнього притискного валів

Верхній притискний вал - є валом з гідропідтримкою рухомої оболонки і складається з, закріпленого в опорах, осердя, що не обертається та власне оболонки, що обертається. В камеру, утворену осердям та оболонкою, подається рідка олива, що створює тиск всередині камери, який компенсує зусилля притискання, що діє на оболонку вала.

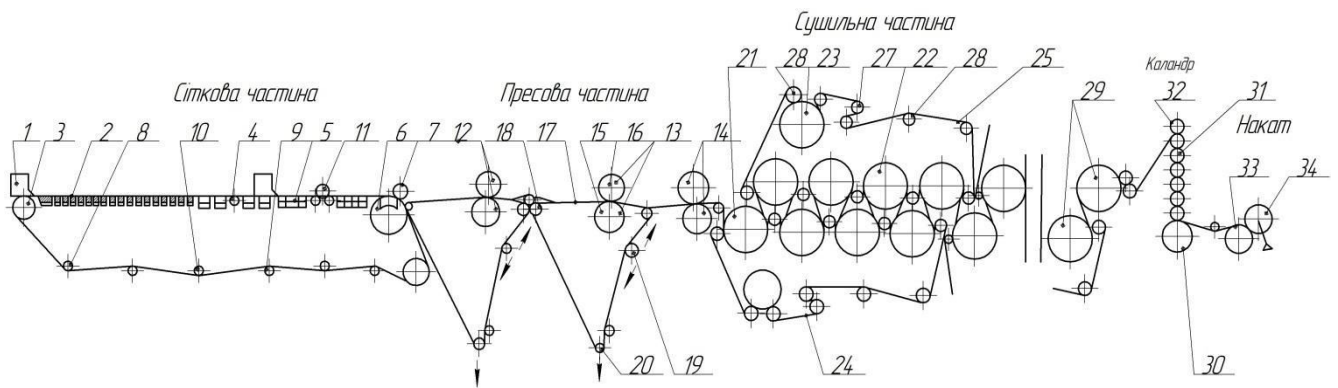
1.1 Опис технологічного процесу

Технологічна схема картоноробної машини для виробництва різних видів картону наведена на рисунку 1.1.

Відповідно до цієї схеми, картоноробна машина розділена частинами з різними функціями та призначенням, такі як:

- формуюча частина (напірний ящик та сіткова частина);
- пресова частина;
- сушильна частина;
- оздоблювальна частина (каландр і накат).

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14



1 – напірний ящик; 2 – сітка; 3 – грудний вал; 4 – реєстровий валик;
 5 – відсмоктуючий ящик; 6 – нижній гауч-вал; 7 – притискний вал над гаучем; 8 – сітководучий вал; 9 – натяжний вал; 10 – правильний вал; 11 – вирівнювач; 12 – перший відсмоктуючий прес; 13 – другий прес з глухими отворами; 14 – третій прес; 15 – нижній вал преса; 16 – верхній вал преса; 17 – сукно; 18 – сукноведучий вал; 19 – натяжний вал; 20 – правильний вал; 21 – нижній сушильний циліндр; 22 – верхній сушильний циліндр; 23 – сукносушильний циліндр; 24 – сукно нижнього ярусу; 25 – сукно верхнього ярусу; 26 – сукноведучий вал; 27 – натяжний вал; 28 – правильний вал;
 29 – холодильний циліндр; 30 – нижній вал каландра; 31 – середній вал каландра; 32 – верхній вал каландра; 33 – циліндр накату; 34 – намотуваний рулон картону

Рисунок 1.1 – Схема картоноробної машини

Як правило, до пресової частини входять декілька, послідовно встановлених, преса. Головною функцією цієї частини картоноробної машини є зменшення вологості паперового чи картонного полотна, яке надійшло з формуючої частини, до 36..46% сухості. Найчастіше для цього застосовують механічний тиск, спрямовуючи полотно в захват між двома пресовими валами.

Частина, наступна після пресової, - сушильна. Призначена, як не дивно, для конвективного видалення вологи з паперового чи картонного полотна за рахунок нагріву поверхні сушильних циліндрів парою, що надходить всередину циліндра.

Наприкінці в сушильній частини розміщують декілька холодильних циліндрів - так звану, холодильну частину картоноробної машини, призначенням якої є охолодження картонного полотна та зволоження його на 1..3% перед процесом каландрування.

Оздоблювальна частина картоноробної машини представляє собою, безпосередньо, каландр та накат.

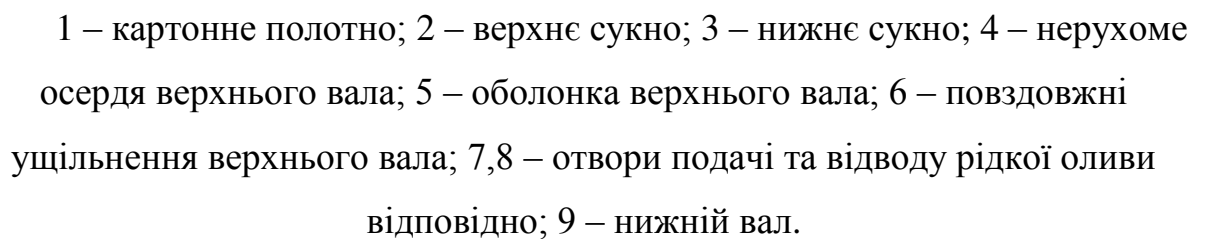
Першорядною функцією каландра є двостороннє вигладжування картонного полотна під час його проходження між захватами валів каландру. Ці вали виготовляють з найбільшою доступною точністю, адже саме від якості каландрування залежить кінцева рівнорозподіленість та рівномірність товщини картонного полотна по всій його ширині, його лоск та гладкість.

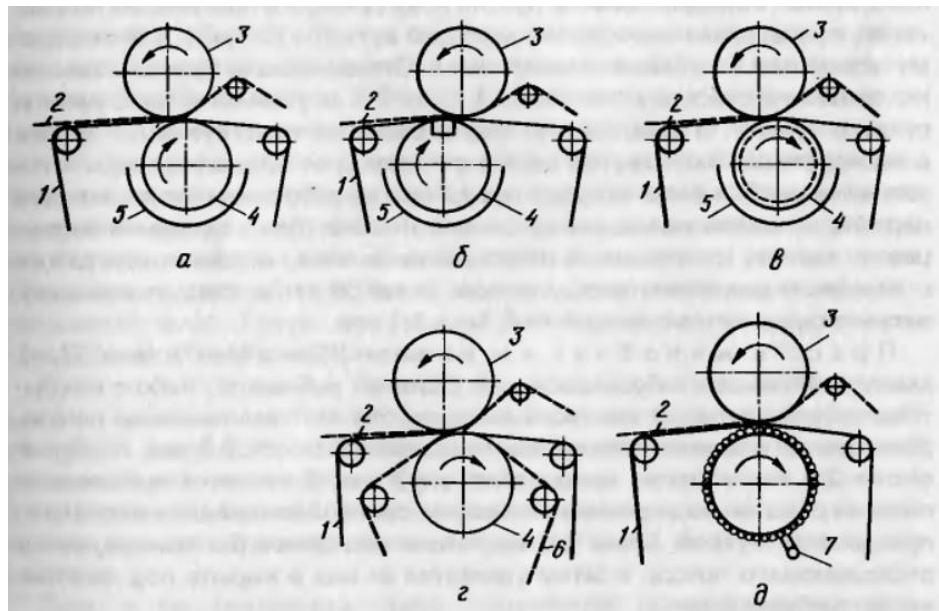
Завданням наката, кінцевої стадії виготовлення щільного картонного рулону є безувавне та безперебійне намотування картону після каландрування саме в ці рулони для наступної стадії обробки вже готового картону.

Умовну схему пропонованої модернізації третього преса картоноробної машини наведено на рисунку 1.2.

Пресування на модернізованому третьому пресі картоноробної машини відбувається наступним чином: картонне полотно 1, стиснене між верхнім 2 та нижнім 3 сукнами, надходить у захват між двох валів – нижнього 9 та верхнього притискного. Після виходу з захвату картонне полотно надходить до сушильної частини.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16





а – звичайний; б – відсмоктуючий; в – жолобчатий; г – з підкладною сіткою; д – прес з панchoю.

1 – сукно; 2 – паперове полотно; 3 – верхній вал; 4 – нижній вал; 5 – ємність для збору відпресованої води (корито); 6 – підкладна сітка; 7 – повітряний шабер.

Рисунок 1.3 Схеми найвідоміших типів та конструкцій пресів

Конструкція, так званого, звичайного преса (рис. 1.3а) включає два пресові вали. Зазвичай, верхній гранітний чи стонітовий. Це зроблено для того, щоб нівелювати явище адгезії воглого паперового чи картонного полотна, що дозволяє повністю відмовитися від верхнього пресового сукна, залишивши лише нижнє. Нижній вал – звичайний, вкритий гладким шаром гуми.

Робота відсмоктуючого преса (рис. 1.3б) будується на відсмоктуванні вологи з паперового чи картонного полотна відсмоктуючою камерою, що закрита перфорованою оболонкою нижнього вала.

Відмінністю жолобчатого преса (рис. 1.3в) є нарізані кільцями жолобки на всій гумованій поверхні нижнього вала, що інтенсифікують процес видалення вологи з паперового чи картонного полотна.

Прес, що має в своїй конструкції безкінечну підкладну сітку між нижнім пресовим сукном та нижнім валом (рис. 1.3г), був винайдений, як модернізація

звичайного преса. Процес видалення вологи інтенсифікується за рахунок того, що в комірках сітки вода затримується і після виходу із захвату преса не повертається назад до паперового чи картонного полотна.

Прес з, так званою, «панчохою» (рис. 1.3д). «Панчоха» – двошарова сітка, натягується на нижній вал. Принцип роботи такого преса абсолютно аналогічний принципу роботи преса з підкладною сіткою, описаному вище. За виключенням того, що, на відміну від преса з безкінечною підкладною сіткою, прес з панчохою не потребує сіткоправки, сітконатяжки та іншого обладнання для регенерації безкінечної сітки.

Модернізація третього преса картоноробної машини (рис. 1.2), що є невід'ємним елементом пресової частини картоноробної машини, полягає в заміні існуючого верхнього вала третього преса картоноробної машини на вал з гідропідтримкою оболонки, що складається з нерухомого, застопорованого осердя 4 з каналами для подачі 7 і відводу 8 рідкої оливи, рухомої оболонки 5, що обертається, та повздовжнього ущільнення 6. Грунтовною перевагою конструкції такого валу над усіма іншими, відомими конструкціями, є те, що цей вал здатен чинити опір прогину за рахунок створюваного тиску рідкої оливи у внутрішній камері, що утворена застопорованим осердям 4 та рухомою оболонкою 5.

Пресова частина паперо- та картоноробних машин монтована після формуючої частини і утворює разом з нею, так звану, «мокру» частину. Третій прес картоноробної машини розташований останнім в пресовій частині, рахуючи від напірного ящика, і саме після нього картонне полотно потрапляє на сушильну частину. Основною функцією третього преса є видалення вологи з картонного полотна до значення кінцевої сухості 40..50%. Від ефективності

пресування безпосередньо залежать витрати енергії на сушильній частині.

Так як, близько 65÷70% витрат енергії всієї картоноробної машини припадає

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

на сушильну частину, зазвичай, намагаються отримати максимально можливу сухість саме після пресів. Збільшення сухості картонного полотна на 1% на виході з пресової частини, зменшує витрати пари при його сушінні на 5%. Однак, підвищення сухості за рахунок збільшення сили притискання валів призводить до збільшення затрат енергії на привід преса. Ці затрати можуть не компенсуватися зменшенням витрат пари при сушінні. Також, надмірне пресування може призвести до погіршення характеристик картону [1].

Головними елементами модернізованого третього преса картоноробної машини є: верхній притискний вал, нижній вал, пресове сукно, сукноведучі вали, сукноправка, сукномийки, сприски та сукнонатяжки.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Технічна характеристика

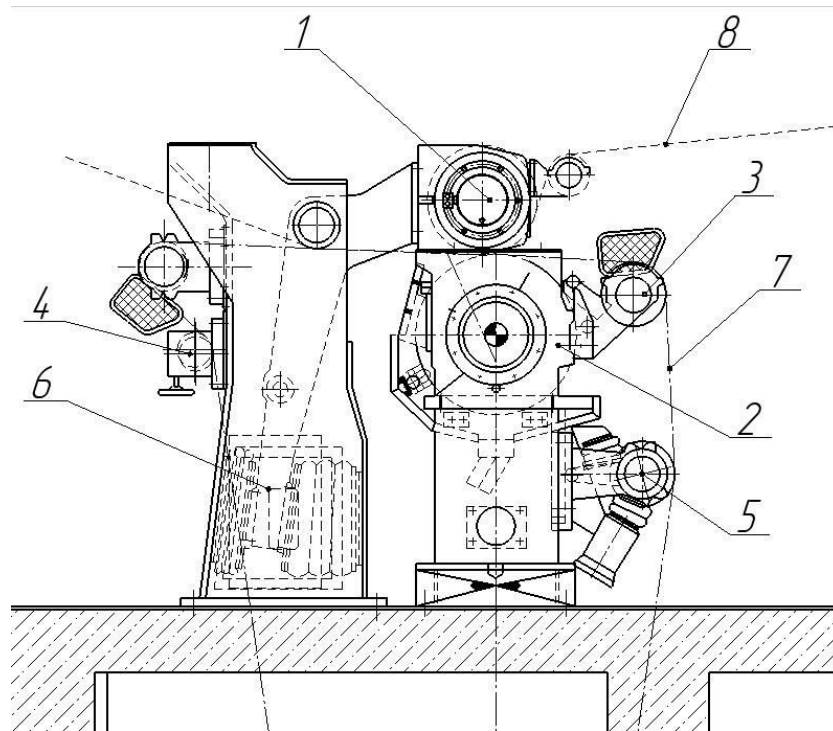
Технічна характеристика модернізованого третього преса картоноробної машини наведена в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика модернізованого третього преса картоноробної машини.

Параметр	Одиниці вимірювання	Значення
Обрізна ширина картону	м	4.2
Швидкість машини	м/с (м/хв)	8,3 (500)
Маса 1 м ² картону	кг/ м ²	0,19
Початкова сухість	%	32
Кінцева сухість	%	49
Габаритні розміри - Ширина - Висота - Довжина	м	6500 5,57 300
Маса установки	кг	70000
Потужність привода	кВт	400

3 Опис та обґрунтування вибраної конструкції

3.1 Конструкція і принцип дії виробу, основних складальних одиниць та деталей



1 – верхній притискний вал; 2 – нижній приводний вал; 3 – сукноведучий вал; 4 – сукноправка ручна; 5 – сукноправка; 6 – механізм притискання; 7 – сукно; 8 – картонне полотно.

Рисунок 3.1 Схема модернізованого третього преса картоноробної машини

Третій прес картоноробної машини складається двох валів. Верхній вал - вал з гідропідтримкою оболонки 1, що складається з нерухомого осердя, оболонки, яка обертається, опор. Нижній вал - жолобчастий, що складається з оболонки та двох цапф. Також в склад пресу входить, сукноправка 3, сукноведучий вал 4, механізм притискання 6 та сукно 7.

Верхній вал складається з двох основних частин: застопореного осердя, виготовленого з чавуну, та рухомої оболонки. Оболонка виготовляється з легованої сталі 40Х. На поверхню оболонки в зоні контакту з картонним полотном нанесений шар синтетичного полімерного покриття товщиною

20..25 мм з антиадгезійними властивостями. Таким чином зникає потреба у верхньому пресовому сукні та у всьому обладнанні для регенерації верхнього сукна.

Для збільшення лінійного тиску в захваті преса, верхній вал додатково притискається за допомогою механізму притискання. Так, як стиснена олива в камері, створеній нерухомим осердям та рухомою оболонкою верхнього вала, створює тиск, що компенсує зусилля притискання та розподілений по всій довжині вала, верхній вал здатен витримувати значні навантаження без втрат якості і рівномірного розподілення тиску в зоні контакту з картонним полотном.

Нижній жолобчатий вал, складається з чавунної оболонки, сталевих цапф та підшипникових вузлів. На оболонку вала нанесено шар гуми з товщиною 25 мм, на якому нарізані жолобки для інтенсифікації процесу зневоднення картонного полотна.

Головним призначенням пресового сукна є транспортування картонного полотна в захват верхнього та нижнього валів. Встановлений вище лінії контакту двох пресових валів перед входом пресового сукна в захват, сукноведучий вал значно поліпшує процес видалення повітря між вологим картонним полотном і сукном.

3.2 Вибір матеріалів

Рухома оболонка верхнього вала виготовлена зі сталі 40Х ГОСТ 4543 - 71, адже дана сталь, при відносно невеликій масі, здатна забезпечити необхідні для розробленої конструкції твердість та міцність.

Нерухоме осердя верхнього вала виготовлено з сірого чавуну 30 ГОСТ 1412 - 85 для забезпечення необхідних механічних властивостей, таких як міцність та жорсткість, та задоволення умовам економічної доцільності, адже вироби з чавуну значно дешевші за аналогічні вироби зі сталі.

Оболонка нижнього вала також виготовляється з чавуну. Для оболонок валів такого типу використовують сірий чавун 18 ГОСТ 1412 - 85. Обидві

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

цапфи (лицьова та приводна) виготовлені з легованої сталі 40Х ГОСТ 4543 - 71, що забезпечить їх міцність, жорсткість та зносостійкість, необхідну при тривалому використанні вала, що працює при значних механічних напруженнях.

3.3 Порівняння основних показників розробленої конструкції преса з аналогами

Метою дипломного проекту є модернізація третього преса картоноробної машини то ж доцільним буде порівняти конструкції третього преса до модернізації та після. Основні характеристики наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Основні показники третього преса до модернізації та після.

Назва показників	Одиниці вимірювання	До модернізації	Після модернізації
Швидкість машини	м/хв	450	500
Кінцева сухість картонного полотна	%	35-37	49
Робочий лінійний тиск в захваті преса	кН/м	75-90	120

3.4. Патентне дослідження

В дипломному проекті було розроблено модернізацію третього преса картоноробної машини, шляхом заміни верхнього вала та збільшення лінійного тиску в захваті преса.

Предмет пошуку – преси та пресові частини паперо- та картоноробних машин, вали типу Кюстерс, вали з регульованим прогином.

Об'єктами пошуку виступають корисні моделі та винаходи.

Мета пошуку – аналіз актуальності та патентоспроможності обраної конструкції верхнього вала для третього преса картоноробної машини.

Визначення держав пошуку. В країнах СНД вали обраної конструкції не виготовляються, а відтак не користуються значним попитом, тому для патентного пошуку були обрані наступні держави: США, Канада, Німеччина.

Джерела інформації:

- Патентна інформація: описи до винаходів, офіційні патенти.
- Науково-технічна інформація: підручники, навчальні посібники з курсу «Папероробні, картоноробні та спеціальні машини»

Початок пошуку 18.04.2019 р. Закінчення пошуку 22.04.2019 р.

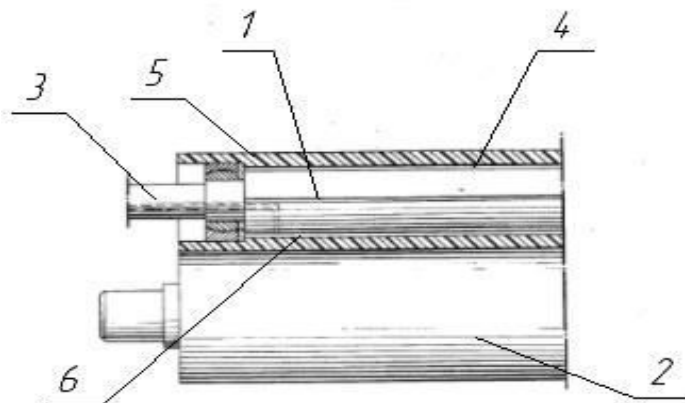
Усі відомості про патенти та джерела пошуку наведені у додатку А.

Автор патенту на винахід США [4] розробив вал регулюванням прогину оболонки, що складається з нерухомого осердя, оболонки, що обертається, притискної та дренажної камер, що утворені осердям та оболонкою та розділені повздовжніми та поперечними ущільненнями (рис. 3.4). Рідке мастило, що подається в притискну камеру під тиском, розподіляє навантаження, що діє на зовнішню поверхню оболонки вздовж лінії контакту пресових валів.

До переваг такої конструкції належать: відносні простота конструкції та невелика вартість.

Недоліком такої конструкції є неможливість різкої зупинки в разі виникнення аварійної ситуації.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25



1 – повздовжнє ущільнення, 2 – нижній пресовий вал, 3 – нерухоме осердя, 4 – притискна камера, 5 – рухома оболонка, 6 – дренажна камера.

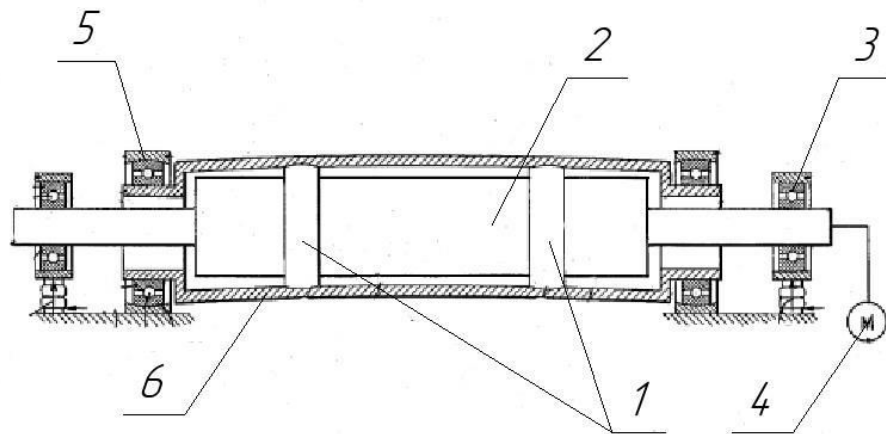
Рисунок 3.4 – Пресовий вал з регулюванням прогину оболонки

Автор іншого патенту на винахід США [5] розробив конструкцію вала з регульованим прогином оболонки для пресування паперового або картонного полотна (рис. 3.3). Розглядувана конструкція включає осердя, на яке передається крутний момент від привода, та оболонки, на яку крутний момент передається від осердя за допомогою підтримуючого пристрою або ж коміра, причому є можливість встановлювати декілька таких комірів, які і виконують функцію конртолю та регулювання прогину. Автором пропонується використовувати такий вал як нижній вал двохвального преса.

Оболонка та осердя мають свої, незалежні підшипникові вузли.

Перевагою даної конструкції вважається можливість використовувати такий вал як приводний.

Головним недоліком є те, що в такій, фактично, застарілій та непрактичній конструкції можливість регулювання прогину доступна лише при повній зупинці машини. Точність такого регулювання є досить невисокою.



1 – комір, 2 – осердя, 3 – підшипниковий вузол осердя, 4 – двигун, 5 – підшипниковий вузол оболонки, 6 – оболонка

Рисунок 3.3 – Вал з регульованим прогином

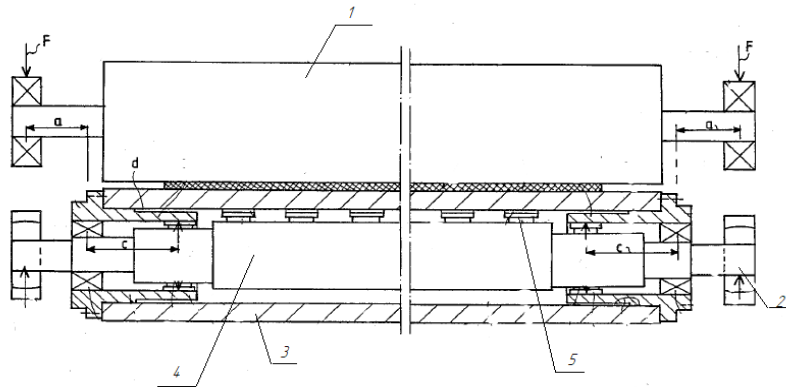
Автором наступного патенту на винахід США [6] було запропоновано конструкцію преса (рис. 3.2) для папероробної машини, яка містить два пресові вали - верхній, та нижній - вал з регульованим прогином.

До конструкції нижнього вала входять, зафіксоване нерухомо, осердя та оболонка, що обертається. Автентичність пропонованої конструкції міститься в тому, що в нерухоме осердя вмонтовані поршні, що під впливом тиску рідкого мастила тиснуть на внутрішню поверхню рухомої оболонки і не дозволяють таким чином оболонці прогинатися.

Пропонована автором патенту, конструкція нижнього вала є аналогом відомої конструкції ніпко-вала.

Перевагою такої конструкції є можливість регулювання та контролювання прогину вала.

Недоліками даної конструкції є складність конструювання, доволі складне налаштування, висока вартість відносно інших конструкцій, тертя поршнів та внутрішньої поверхні рухомої оболонки і, як наслідок, стирання та стоншення металу оболонки.



1 – верхній пресовий вал, 2 – нижній вал з регульованим прогином, 3 – рухома оболонка, 4 – нерухоме осердя, 5 – поршні.

Рисунок 3.2 – Прес з валом з регульованим прогином

Подальший аналіз документації здійснюється серед патентів наведених в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Патентна документація, що була відібрана для подальшого аналізу патентоспроможності винаходу.

Предмет пошуку	Документи та об'єкти промислової власності	
	Бібліографічні дані	Відомості про дію патентів
Пресовий вал з регулюванням прогину оболонки	Патент № 3685443 (US) МПК(1972) B41f9/00. IMPRESSION CYLNDER FOR GRAVURE PRINTNG PRESS Eduard Kusters – заявка № 529871, 24.02.1966; Опубл. 22.08.1972	Діє
Вал з регульованим прогином	Патент № 3161125 (US) МПК(1961) C. 100-155. ADJUSTABLE	Не діє

	CROWN ROLL, Lloyd Hornbostel, Beloit,— заявка № 89527, 15.02.1961; Опубл. 15.12.1964	
Прес з валом з регульованим прогином оболонки	Патент № 4793250 (US) МПК(1988)B30B3/04 METHOD AND APPARATUS FOR CONTROLLING DEFLECTION OF AN ADJUSTABLE CROWN ROLL Juhani Niskanen, Jyväskylä— заявка № 36100, 08.04.1987; Опубл. 27.12.1988	Діє

Висновки: на основі аналізу ознак, знайдених винаходів, що характерні для всіх конструкцій було встановлено:

1) Розроблена конструкція третього преса та його складових частин відповідає умовам патентоспроможності винаходу.

2) Проведений аналіз патентів на винаходи показав, що модернізація валів з регульованим прогином, так само, як і розробка нових конструкцій валів такого типу не проводиться вже досить давно.

3) Розробка та використання валів з регульованим прогином спрямована, головним чином, на зменшення металоємності та збільшення тиску в захваті.

4) Розроблена конструкція третього пресу картоноробної машини є патентноспроможною.

Копії використаних патентів розміщено в Додатку Б пояснювальної записки.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

4 Охорона праці

Охорона життя та здоров'я працівників підприємства та створення безпечних та нешкідливих умов праці – є одними з найважливіших завдань при організації виробництва. Успішне вирішення цих питань значно залежить від підготовки робітників та фахівців усіх освітньо-кваліфікаційних рівнів з питань охорони праці.

В дипломному проекті представлений третій прес картоноробної машини. Правила безпеки під час роботи преса та, загалом, пресової частини мають відповідати «Єдиним вимогам безпеки до технологічного обладнання целюлозно-паперового виробництва». На всіх підприємствах мають бути безпечні умови праці для робітників, зокрема для робітників цехів, що мають безпосередній доступ до картоноробної машини та її рухомих частин.

Темою дипломного проекту є «Модернізація третього преса картоноробної машини».

У відповідності до закону про охорону праці та навколишнього середовища, технологічні прочеси, все обладнання та виробниче приміщення мають відповідати вимогам безпечних та нешкідливих умов праці. Саме тому, на етапі проектування нових конструкцій та будь-якого промислового обладнання слід передбачити заходи, що пов'язані з питаннями охорони праці робітників, що працюють в приміщеннях з підвищеною небезпекою.

При роботі третього преса картоноробної машини шкідливими та небезпечними факторами можуть вважатися:

- недостатня освітленість робочого місця;
- виробничий шум та вібрація;
- обертові та рухомі елементи конструкції;
- електробезпека;
- пожежна безпека.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

4.1 Небезпека ураження електричним струмом

Відповідно до Правил устрою електроустановок, приміщення цеху відноситься до особливо небезпечних. Трифазна напруга 220/380 В з частотою 50 Гц та ізолюваною електронейтраллю використовується для живлення електроустановок, а саме для забезпечення роботи електроприводів та двигунів.

Для захисту працівників від ураження струмом, згідно з ГОСТ 12.1.030 - 86, існують наступні заходи:

- ізоляція елементів конструкцій, що проводять електричний струм;
- ізоляція кабелів, шляхом укладання їх в, так звані, «рукави»;
- встановлення сітчастих огорож для струмоведучих частин (розмір щілин не більше 0,015х0,015 м);
- встановлення електричного блокування на огорожі струмоведучих частин;
- встановлення попереджувальних сигналів, знаків, написів та табличок;
- позначення кольором, відмінним від інших, неізолюованих струмоведучих частин, ізоляції на органів управління;
- інструктаж обслуговуючого персоналу та видання робітникам засобів захисту, таких як: рукавички, індикатори струму та напруги, діелектричні ковбики не менші ніж 0,75х0,75 м. В аварійному режимі приміняється захисне заземлення, згідно з ГОСТ 12.1.030 - 86.

4.2 Віброзахист

Головним джерелом вібрацій в приміщенні, де знаходиться третій прес картоноробної машини, є елементи машини, що обертаються з досить великою швидкістю. Це пов'язано з виникненням невіднованих сил та їх моментів, що передаються будівельним конструкціям і викликають їх вібрацію. В третьому пресі такими елементами виступають пресові вали, сукноведучі, сукнонатяжні та сукноправні вали.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

З точки зору технічної ефективності та економічної доцільності зменшення неврівноважених сил та їх моментів, що виникають при обертанні валів - є головним і єдиним методом для зниження вібрацій будівельних конструкцій.

Для цього існують наступні заходи:

- динамічне балансування валів;
- центрування муфтових з'єднань з електродвигуном;
- ліквідація перекосів та надвеликих зазорів у підшипникових вузлах;
- надійне закріплення рознімних частин обладнання (кришок підшипників, з'єднувальних фланців трубопроводів тощо).

Такі заходи дозволяють знизити вібрацію рухомих частин до рівня, що відповідає вимогам ДСН 3.3.6.039 - 99.

4.3 Виробничий шум

Приміщення, де розміщується третій прес картоноробної машини, є приміщенням закритого типу, а конструкція третього преса може спричиняти постійний шум. Як правило, обладнання, при роботі якого виникає ультразвук, на підприємствах не використовують.

Відповідно до норм ДСН 3.3.6.037 - 99, шум при роботі третього преса картоноробної машини має не перевищувати 80 дБА.

З метою індивідуального захисту працівників цеху, мають видаватися:

- протишумові навушники ПШН-Б ГОСТ 12.4.051.87, що знижують рівень шуму на 22..28 дБА,;
- протишумові вкладиші „Беруши СТ-1” ТУУ 25513947.00 - 99, що знижують рівень шуму на 16..20 дБА.

4.4 Освітлення на робочих місцях

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Як було вказано вище, приміщення, в якому розташований третій прес картоноробної машини - закритого типу, тому потребує штучного освітлення. Для штучного освітлення виробничих приміщень (цехів) доцільно обрати точкові джерела світла, а саме лампи ДРЛ, що мають більшу світлову віддачу та довший термін використання, ніж лампи звичайні накаливання.

Для освітлення приміщення загалом приймаємо 18 світильників, серед яких: лампи ДРЛ 400 (напруга - 220 В, світловий потік – 19000 лм, $E_{\text{факт}} = 300$ лк) та ДРЛ 700 (напруга - 220 В, світловий потік – 35000 лм, $E_{\text{факт}} = 300$ лк). Їх показники загальної освітленості ($E_{\text{факт}}$) цілком відповідають вимогам, наведеним у нормах ДБН В.2.5.28-2006.

4.5 Пожежна безпека

Незважаючи на те, що третій прес картоноробної машини відноситься до, так званої, «мокрої частини» машини, де вологість значно вища, ніж будь-де в приміщенні цеху, нехтування правилами пожежної безпеки може бути фатальним.

Згідно з ОНТП 24-86 виробництво можна віднести до категорії В, а клас зони П-ІІ.

Як відомо, для виникнення пожежі необхідна одночасна присутність трьох компонентів: горючої речовини, джерела запалювання та окислювача. З метою недопущення присутності усіх цих трьох складових при роботі третього преса передбачені наступні організаційно-технічні заходи:

- заборона на використання відкритого полум'я у виробничому приміщенні;
- організація ретельного і вчасного прибирання паперового браку та пилу, що накопичується;
- встановлення контролю за дотриманням вимог щодо використання і зберігання змащувальних матеріалів;
- необхідність нагляду за справністю електрообладнання.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

При виникненні пожежі необхідно послідовно виконати заходи, що спрямовані на ліквідацію пожежі, зокрема:

- вимкнення вентиляції (як витяжної, так і приточної);
- зниження швидкості машини або повна її зупинка;
- використання первинних засобів пожежогасіння, для ліквідації невеликих, локальних осередків вогню та для гасіння пожежі до прибуття штатної пожежної команди.

До первинних засобів пожежогасіння, вказаних вище, відносять:

- вогнегасники;
- пожежний інвентар та пожежний інструмент (совкові лопати, протипожежні простирадла з теплоізоляційного полотна або грубововняної тканини розміром не менші ніж 2х2 м, гаки, ломи, сокири, пожежні відра тощо);
- бочки з водою, місткістю не менше ніж 8 л, та ящики з піском, місткістю не менше ніж 1..3 м³.

Вогнегасники та пожежний інвентар мають бути фарбовані червоним кольором, а бочки з водою та ящики для піску повинні мати відповідні написи білою фарбою. Пожежний інструмент, як правило, фарбуються в чорний колір.

Для підвищення організації евакуації при пожежі, в спеціально визначених місцях, мають розміщуватися схеми евакуаційних виходів. Ширина прорізу для дверей еваковиходів, згідно СНиП 2.09.02 - 85 має бути не менша ніж 2,5 м.

4.6 Небезпека впливу частин обладнання, які рухаються та обертаються

Найбільшу небезпеку для працівників підприємства під час обслуговування третього преса картоноробної машини становлять:

- потрапляння робітника в захват пресових валів під час безпосередньої роботи машини або при заправці картонного полотна чи пресового сукна;

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

- пошкодження гострими краями шаберних ножів від час їх обслуговування та заміни.

Для запобігання пошкоджень і травм під час обслуговування третього преса картоноробної машини існують наступні заходи:

- використання систем автоматичної заправки картонного полотна (встановлення канатикової або повітряної заправки) замість ручної;
- встановлення пішохідних доріжок, огорож та поручнів, висотою не менше ніж 1,2..1,5 м;
- встановлення захисних кожухів на муфтові з'єднання елементів приводу та встановлення огорожень для всіх передаточних механізмів, що не скомпоновані всередині станин;
- послідовне дотримання працівниками підприємства техніки безпеки та інструкцій під час обслуговування третього преса, заміни пресового сукна.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції модернізованого преса

5.1 Складання матеріального балансу та розрахунок сухості картонного полотна після преса

Розрахункову схему преса картоноробної машини показано на рисунку 5.1.

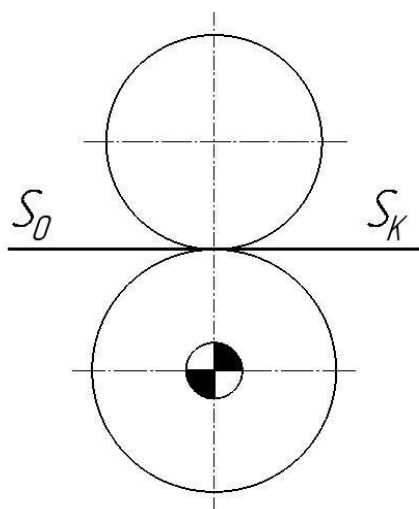


Рисунок 5.1 - Розрахункова схема преса

Метою розрахунку є визначення лінійного тиску в захваті преса при попередньо заданих початковій та кінцевій сухості картонного полотна, швидкості машини та маси 1 м^2 картону.

Вихідні дані:

- Маса 1 м^2 паперового полотна $g = 190 \text{ г/м}^2 = 0,19 \text{ кг/м}^2$;
- Початкова сухість $S_{\text{п}} = 32\%$;
- Сухість після преса $S_{\text{к}} = 48 \div 50\%$;
- Швидкість машини $V = 500 \text{ м/хв} = 8,3 \text{ м/с}$;
- Обрізна ширина картонного полотна $B = 4,2 \text{ м}$.

Кількість води, що віджимається на 1 кг абсолютно сухого паперу (втратами волокна знехтуємо) [1]:

$$G_{a.c.n.} = B \cdot V \cdot g \cdot S_{\text{нак}} = 4,2 \cdot 8,3 \cdot 0,19 \cdot 0,95 = 6,292 \text{ кг/с.}$$

Кількість води, видаленої на пресі:

$$G_{\text{в.в.}} = G_{a.c.n.} \cdot \left(\frac{1}{S_n} - \frac{1}{S_k} \right) = 6,292 \cdot \left(\frac{1}{0,32} - \frac{1}{0,5} \right) = 7,079 \text{ кг/с.}$$

Середній питомий тиск між валами:

$$P_{cp} = \frac{2,174 \cdot q_l^{0,737}}{D^{0,4} \cdot T^{0,275}} = \frac{2,174 \cdot (120 \cdot 10^3)^{0,737}}{0,65^{0,4} \cdot 20^{0,275}} = 6,276 \cdot 10^3 \text{ Па,}$$

де $q_l = 120 \text{ кН/м}$ – лінійний тиск в захваті преса;

$D = 0,65 \text{ м}$ – діаметр верхнього вала преса;

$T = 20 \text{ од. ТШМ-2}$ – твердість гумового покриття вала.

Сухість паперового полотна після преса:

$$S_{kp} = \frac{A \cdot \alpha_0 \cdot m_0 \cdot P_{cp}^{\gamma} \cdot S_c^{\Theta} \cdot S_0^{\omega} \cdot g^{\beta}}{V^{\varepsilon} \cdot ШР^{\psi}} =$$

$$= \frac{1,304 \cdot 0,97 \cdot 77,5 \cdot (6,276 \cdot 10^3)^{0,091} \cdot 0,35^{0,0291} \cdot 0,32^{0,25} \cdot 0,19^{-0,083}}{500^{0,085} \cdot 65^{0,272}} = 49,034 \%$$

A – коефіцієнт, залежний від виду преса;

α_0 – коефіцієнт виду паперу;

m_0 – коефіцієнт, що залежить від марки сукна, ваги 1 м^2 паперу і швидкості машини;

β – коефіцієнт маси 1 м^2 паперу;

$ШР$ – ступінь помолу маси, °ШР;

S_c – сухість сукна перед пресом, %;

$\gamma, \Theta, \omega, \varepsilon, \psi$ – дослідні коефіцієнти.

Висновок: розрахована кінцева сухість S_{kp} дорівнює заданій кінцевій сухості S_k , отже підібраний лінійний тиск в захваті преса достатній для здійснення процесу пресування.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

5.2 Розрахунок зусилля притискання

Розрахункова схема зображена на рисунку 5.2.

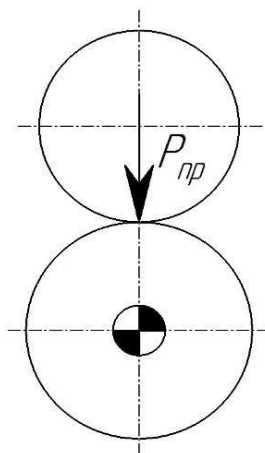


Рисунок 5.2. – Схема зусилля притискання преса

Метою розрахунку є знаходження необхідного зусилля притискання верхнього вала, що дозволить отримати необхідний лінійний тиск між валами.

Вихідні дані:

- Лінійний тиск між валами преса $q_l = 120$ кН/м;
- Сила натягу пресового сукна $S_c = 2,5$ кН/м;
- Діаметр верхнього валу $D = 0,65$ м;
- Діаметр нижнього валу $D_2 = 0,915$ м;
- Ширина контакту валів $B_c = 4,7$ м.

Розрахунок проводимо за методикою наведеною в [12].

Визначаємо зусилля притискання необхідні для забезпечення заданої сухості паперового полотна після преса:

$$P_{пр} = q_l \cdot B_c - G_B = 120 \cdot 10^3 \cdot 4,7 - 11970 \cdot 9,81 = 4,466 \cdot 10^5 \text{ Н,}$$

де B – ширина паперового полотна, м;

G_B – вага верхнього вала, Н.

Визначаємо навантаження на опори верхнього вала:

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_6 = G_B + P_{np} + Q_c = 11970 \cdot 9,81 + 4,466 \cdot 10^5 + 2356 = 5,664 \cdot 10^5, \text{ Н.}$$

Визначаємо навантаження на опори нижнього вала:

$$Q_n = G_B + G_H + P_{np} = 11970 \cdot 9,81 + 10000 \cdot 9,81 + 4,466 \cdot 10^5 = 6,621 \cdot 10^5, \text{ Н,}$$

де G_H – сила тяжіння нижнього вала, Н;

Q_c – зусилля від натягу сукна, Н;

G_H – вага нижнього вала, Н.

Вага верхнього вала:

$$\begin{aligned} G_6 &= (2(l_1 \frac{\pi D_1^2}{4} + l_2 \frac{\pi D_2^2}{4} + l_3 \frac{\pi D_1^2}{4} + l_4 \frac{\pi D_3^2}{4} + l_5 \frac{\pi D_4^2}{4} + l_6 \frac{\pi D_5^2}{4}) + l_7 \frac{\pi D_6^2}{4}) \cdot \rho_{\text{ч}} + \\ &\quad + 2l (\frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}) \cdot \rho_{\text{ст}} = \\ &= (2 \cdot (0,03 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} + 0,04 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,28^2}{4} + 0,275 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} + \\ &\quad + 0,285 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,32^2}{4} + 0,15 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,36^2}{4} + \\ &\quad + 0,03 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,41^2}{4}) + 4,5 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,545^2}{4}) \cdot 7000 + \\ &\quad + (2 \cdot 0,15 \cdot (\frac{3,14 \cdot 0,63^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 0,58^2}{4})) \cdot 7800 = 11970 \quad \text{кг} \end{aligned}$$

де $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6$ – довжини ступеней осердя, м;

D_1, D_2, D_3, D_4, D_5 – діаметри ступеней осердя;

d, d_1 – діаметри ступеней оболонки;

l – довжина ділянов оболонки;

$\rho_{\text{ст}}$ – густина сталі, кг/м³;

$\rho_{\text{чав}}$ – густина чавуну, кг/м³.

Розрахунок сили натягу сукна:

$$Q_6 = 0,2 \cdot S_c \cdot B = 0,2 \cdot 2500 \cdot 4,7 = 2354 \text{ Н.}$$

де S_c – сила натягу, яка діє на вал з однієї сторони, Н/м;

B – ширина полотна сукна, м.

Висновок: Розраховано зусилля притискання верхнього вала і за його результатами було визначено необхідне зусилля притискання, що забезпечує лінійний тиск 120 кН/м.

5.3 Розрахунок механізму притискання

Розрахункова схема зображена на рисунку 5.3.

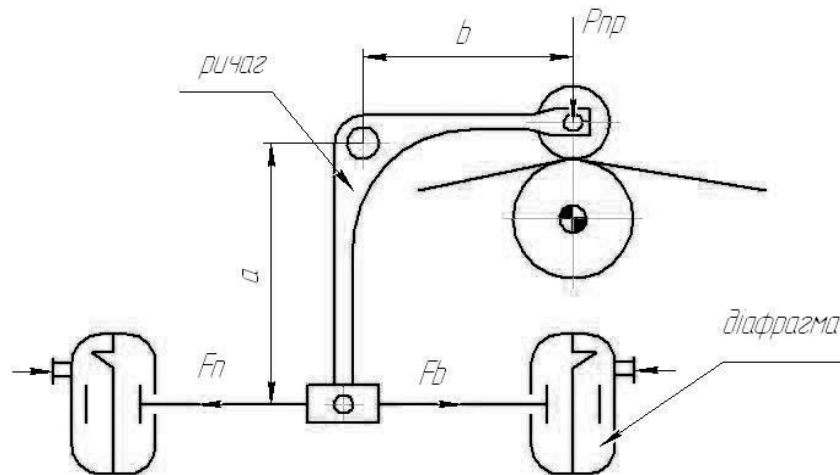


Рисунок 5.3 – Схема механізму притискання валів преса

Метою розрахунку є розрахунок механізму притискання верхнього вала третього преса для створення заданого лінійного тиску.

Вихідні дані:

- Зусилля притискання верхнього вала $P_{пр} = 4,466 \cdot 10^5$ Н;
- Лінійний тиск в захваті преса $q_d = 120$ кН/м;
- Довжина плеча механізму притискання $a = 1,35$ м;
- Довжина плеча механізму притискання $b = 0,58$ м;
- Тиск повітря на діафрагму $P_n = 0,1$ МПа.

Розрахунок проводимо за методикою наведеною в літературі [11].

Для створення заданого лінійного тиску в захваті пресу до цапф рухомого валу, який створює тиск прикладається певне зусилля $P_{пр} = 4,466 \cdot 10^5$ Н:

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$q_{\text{л}} = \frac{P_{np} + G_B}{B} = \frac{4,466 \cdot 10^5 + 11970 \cdot 9,81}{4,7} = 120 \text{ кН/м},$$

де G_B – сила тяжіння верхнього притискаючого валу, Н.

Сила, що діє на шток знаходиться з рівняння моментів:

$$P_{np} \cdot b = F_n \cdot a$$

Звідси знаходимо силу, що діє на шток:

$$F_n = \frac{P_{np} \cdot b}{a} = \frac{4,466 \cdot 10^5 \cdot 0,58}{1,35} = 1,919 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Сила на одну цапфу буде:

$$F'_n = \frac{F_n}{2} = \frac{1,919 \cdot 10^5}{2} = 9,593 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Розраховуємо діаметр діафрагми:

Оскільки:

$$F'_n = P_n \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4},$$

тоді знаходимо діаметр діафрагми:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F'_n}{\pi \cdot P_n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,593 \cdot 10^4}{\pi \cdot 10^6}} = 0,325 \text{ м},$$

де P_n – тиск повітря в діафрагмі.

Приймаємо $P_n = 1 \text{ кг/с} = 0,1 \text{ МПа}$.

Отже приймаємо діаметр діафрагми $D = 0,325 \text{ м}$.

Висновок: Проведено розрахунок механізму притискання валів преса. Визначено діаметр діафрагми механізму притискання для створення заданого лінійного тиску в захваті між валами преса.

5.4 Розрахунки верхнього вала на міцність та жорсткість

5.4.1 Розрахунок оболонки верхнього вала

Ескіз вала наведений на рисунку 5.4.

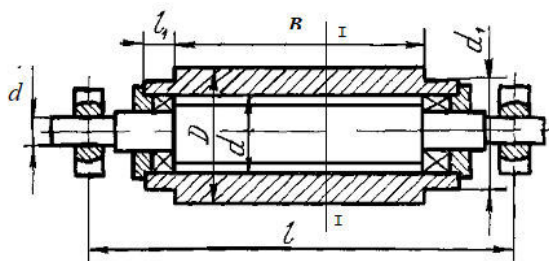


Рис. 5.4 – Ескіз вала

Метою даного розрахунку є перевірка умови міцності оболонки вала в робочих умовах.

Вихідні дані:

- Максимальний лінійний тиск $q_{\text{л}} = 130 \text{ кН/м}$;
- Діаметр вала (зовнішній діаметр оболонки) $D = 0,65 \text{ м}$;
- Внутрішній діаметр оболонки $d = 0,56 \text{ м}$;
- Довжина робочої поверхні оболонки $B = 4,7 \text{ м}$;
- Межа плинності $\sigma_{\text{т}} = 490 \text{ МПа}$;
- Густина матеріалу оболонки вала $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$.

Небезпечним для оболонки є випадок відсутності тиску в камері вала. Тоді оболонка може розглядатися як балка на двох опорах, навантажена по довжині прольоту рівномірним навантаженням, величина якого $q_{\text{л}} = 130 \text{ кН/м}$.

Момент опору перетину оболонки:

$$W = 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D} = 0,1 \cdot \frac{0,64^4 - 0,56^4}{0,65} = 12,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Згинаючий момент оболонки в небезпечному перерізі:

$$M = P \cdot \left(\frac{l_2}{4} - \frac{B}{8} \right) = 7,307 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{5,7}{4} - \frac{4,7}{8} \right) = 4,994 \cdot 10^5 \text{ Нм},$$

де l_2 – відстань між опорами осердя, м;

B - довжина робочої поверхні оболонки, м.

$$P = q_l \cdot B + P_c = 130 \cdot 10^3 \cdot 4,7 + 33400 = 6,444 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Напруження згинання:

$$\sigma_p = \frac{M}{W} = \frac{5,663 \cdot 10^5}{12,3 \cdot 10^{-3}} = 4,06 \cdot 10^7 \text{ Па}.$$

Допустиме напруження при згинанні:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{n_t} = \frac{490 \cdot 10^6}{5} = 9,8 \cdot 10^7 \text{ Па}.$$

Перевіряємо умову міцності при згинанні:

$$[\sigma] \geq \sigma_p.$$

Підставивши дані в умову міцності, маємо:

$$98 \text{ МПа} \geq 40,6 \text{ МПа}$$

Висновок: умова міцності виконується.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

5.4.2 Розрахунок осердя верхнього вала

Ескіз осердя наведений на рисунку 5.5.

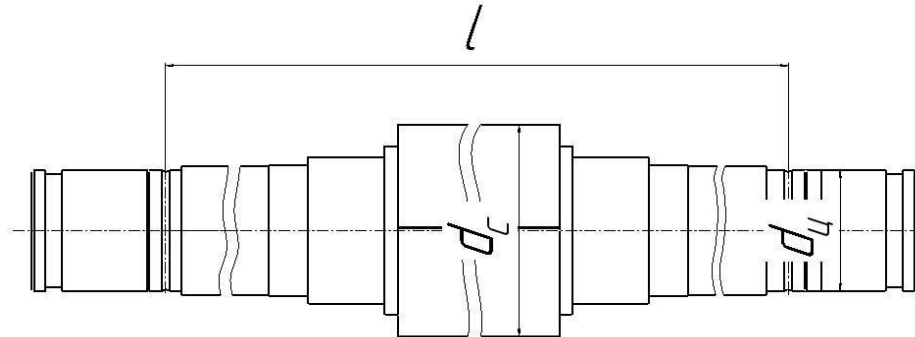


Рисунок 5.5 – Ескіз осердя

Метою даного розрахунку є перевірка умови міцності осердя вала в робочих умовах.

Вихідні дані:

- Відстань між опорами осердя $l = 5,7$ м;
- Довжина робочої поверхні оболонки $B = 4,7$ м;
- Максимальний лінійний тиск $q_d = 130$ кН/м
- Діаметр осердя $d_c = 0,54$ м;
- Діаметр цапф осердя $d_n = 0,3$ м;
- Межа плинності $\sigma_T = 343$ МПа;
- Модуль пружності $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа;
- Густина матеріалу осердя вала $\rho = 7820$ кг/м³.

При роботі вала на його осердя передається навантаження від тиску мастила в камері.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальний згинальний момент посередині осердя:

$$M = P \cdot \left(\frac{l}{4} - \frac{B}{8} \right) = 7,307 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{5,7}{4} - \frac{4,7}{8} \right) = 5,663 \cdot 10^5 \text{ Нм},$$

де l – відстань між опорами осердя;

$$P = q_l \cdot B + P_c + P_{cp} = 120 \cdot 10^3 \cdot 4,7 + 33400 + 86310 = 7,307 \cdot 10^5 \text{ Н}.$$

Момент опору осердя:

$$W = 0,1 \cdot d_c^3 = 0,1 \cdot 0,545^3 = 0,016 \text{ м}^3.$$

Напруження згинання:

$$\sigma_p = \frac{M}{W} = \frac{5,663 \cdot 10^5}{0,016} = 3,498 \cdot 10^7 \text{ Па}.$$

Для сталі 40Х межа плинності $\sigma_T = 343 \text{ МПа}$.

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_m}{n_t} = \frac{343 \cdot 10^6}{5} = 6,86 \cdot 10^7 \text{ Па}.$$

Перевіряємо умову міцності при згинанні:

$$[\sigma_{-1}] \geq \sigma_p,$$

Підставивши дані в умову міцності, маємо:

$$68,7 \text{ МПа} \geq 34,98 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Максимальний прогин осердя:

$$f_c = \frac{q_l \cdot B^3}{384 \cdot E \cdot I} \cdot (12 \cdot l - 7 \cdot B) = \frac{130 \cdot 10^3 \cdot 4,7^3}{384 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot 4,411 \cdot 10^{-3}} \cdot (12 \cdot 5,7 - 7 \cdot 4,7) = 1,177 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де E – модуль пружності, МПа;

I – момент інерції осердя, м⁴:

$$I = 0,05 \cdot d_c^4 = 0,05 \cdot 0,545^4 = 4,411 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4,$$

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де d_c – діаметр осердя, м .

Перевіряємо умову жорсткості:

$$\frac{1}{4500} \geq \frac{f_c}{l}$$

$$\frac{1}{4500} \geq \frac{1,177 \cdot 10^{-3}}{5,7}$$

Підставивши дані в умову жорсткості, маємо:

$$2,222 \cdot 10^{-4} > 2,16 \cdot 10^{-4}.$$

Умова жорсткості виконуються.

Висновок: за результатами розрахунку осердя встановлено, що умови міцності та жорсткості виконуються.

5.5 Розрахунок та вибір підшипників верхнього вала

Схема для розрахунку ресурсу підшипника зображена на рисунку 5.6.

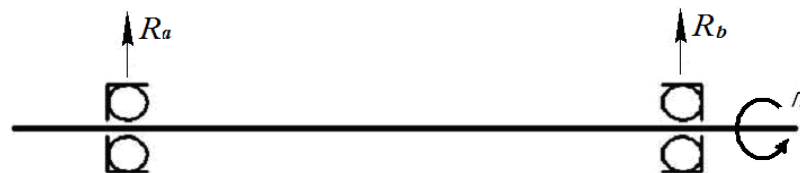


Рисунок 5.6 – Схема для розрахунку підшипників в опорах вала

Метою розрахунку є перевірка придатності обраних підшипників за динамічною вантажопідйомністю.

Вихідні дані:

- Короткочасні перевантаження 150%, $K_6 = 1,2$;

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Експлуатаційна робота підшипників при $t < 100\text{ }^{\circ}\text{C}$, $K_T = 1$;
- Коефіцієнт обертання, $K_K = 1$;
- Бажаний ресурс підшипників – 100000 год.

Оболонка навантажена симетрично, тому реакції в опорах будуть однакові $R_a = R_b = R$.

Реакція в опорах:

$$R = \frac{q_l \cdot B + P_c + P_{cp}}{2} = \frac{120 \cdot 10^3 \cdot 4,7 + 33400 + 86310}{2} = 3,419 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Схема до розрахунку ресурсу підшипника зображена на рисунку 3.6. Згідно каталогу SKF Explorer для підшипників 24076 ССК30/W33 маємо: $d = 380 \text{ мм}$; $D = 560 \text{ мм}$; $B = 180 \text{ мм}$; базова динамічна вантажопідйомність $C = 3786 \text{ кН}$.

Приведене навантаження, що діє на один підшипник:

$$Q_{np} = R \cdot (X \cdot K_K + 0,1 \cdot Y) \cdot K_T \cdot K_{\delta} = 3,419 \cdot 10^5 \cdot (1 \cdot 1 + 0,1 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1,2 = 4,102 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Довговічність підшипника буде складати:

$$L^o = \left(\frac{C}{Q_{np}} \right)^{\frac{12}{3}} = \left(\frac{3786000}{410200} \right)^{\frac{10}{3}} = 1649 \text{ млн. оборотів,}$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н.

Частота обертання вала:

$$n = \frac{V}{\pi \cdot D} = \frac{500}{\pi \cdot 0,65} = 244,854 \text{ хв}^{-1},$$

де V – швидкість машини, м/хв;

D – зовнішній діаметр приводного вала, м.

Довговічність часова:

$$L = \frac{L^o}{60 \cdot n_p} = \frac{1649000000}{60 \cdot 244,854} = 112300 \text{ год.}$$

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Висновок: в результаті даного розрахунку, для заданих умов роботи вала, було обґрунтовано вибір двох однакових роликів дворядних сферичних підшипників кочення 24076 ССК30/W33 з каталогу SKF Explorer.

5.6 Розрахунок тиску мастила в робочій камері верхнього вала

Метою даного розрахунку є визначення тиску в робочій камері вала для підтримки оболонки.

Вихідні данні:

- Довжина робочої поверхні оболонки $B = 4,7$ м;
- Внутрішній діаметр оболонки $d = 0,56$ м;
- Робочий лінійний тиск $q_{\text{л}} = 120$ кН/м.

Тиск мастила в робочій камері:

$$P_{\text{м}} = \frac{q_{\text{л}}}{D} = \frac{120 \cdot 10^3}{0,56} = 214,3 \text{ кПа.}$$

Висновок: в результаті проведення розрахунку було визначено тиск мастила в робочій камері вала, який склав 214,3 кПа.

5.7 Розрахунок оболонки верхнього вала на критичне число обертів

Мета розрахунку: визначити робоче і критичне число обертів вала.

Вихідні данні:

- Сумарне навантаження на вал $Q = 5,064 \cdot 10^5$ Н;

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Відстань між вісями підшипників $L = 5,7$ м;
- Швидкість руху полотна $V = 8,3$ м/с;
- Матеріал вала – Сталь 40Х;
- Модуль пружності матеріалу вала $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па.

Прогин вала під дією навантаження:

$$f_{cm} = \frac{5 \cdot Q \cdot L^3}{384 \cdot E \cdot I} = \frac{5 \cdot 5,054 \cdot 10^5 \cdot 5,7^3}{384 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,012} = 4,447 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Критична частота обертання:

$$n_{кр} = \frac{300}{\sqrt{f_{cm}}} = \frac{300}{\sqrt{4,447 \cdot 10^{-4}}} = 1,423 \cdot 10^4 \text{ хв}^{-1}.$$

Робоче число обертів:

$$n_p = \frac{V}{\pi \cdot D} = \frac{8,3 \cdot 60}{\pi \cdot 0,65} = 243,874 \text{ хв}^{-1}.$$

Коефіцієнт резонансу:

$$K_0 = \frac{n_p}{n_{кр}} = \frac{243,874}{1,423 \cdot 10^4} = 0,017.$$

Умова відсутності явища резонансу:

$$K_0 \leq [K_0]$$

$$0,017 \leq 0,02.$$

Висновок: робоче число обертів значно менше за критичне, що свідчить про відсутність явища резонансу.

5.8 Розрахунок основних елементів нижнього вала

Схема установки нижнього жолобчатого вала представлено на рис. 5.7. Розрахункова схема визначення рівнодійної сили натягу сукна представлена на рис. 5.8.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

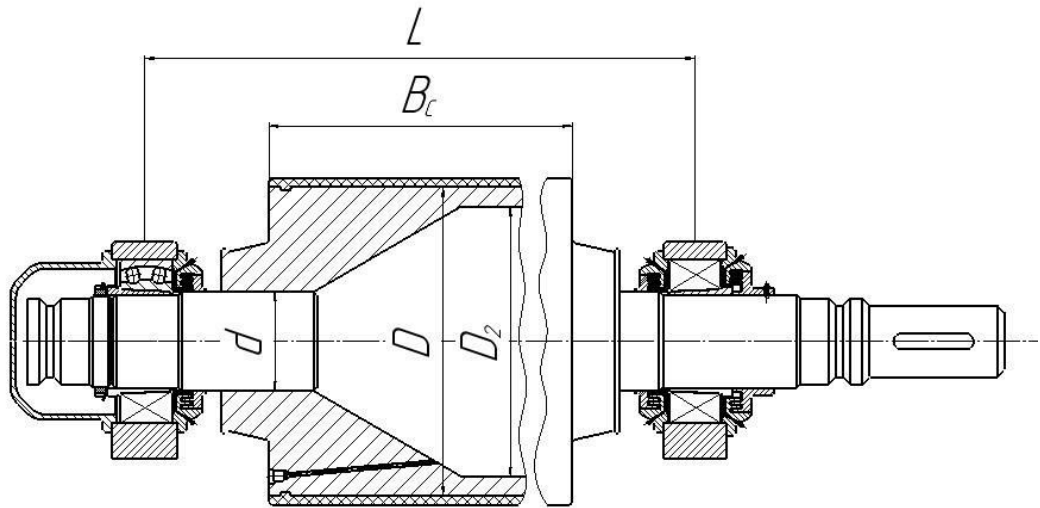


Рис. 5.7 – Ескіз установки нижнього вала

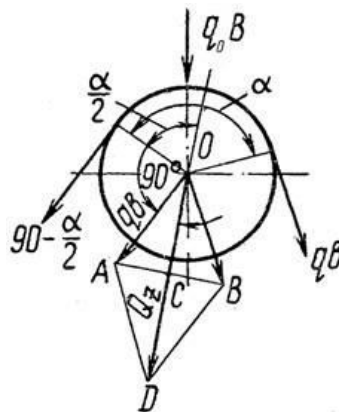


Рис. 5.8 – Схема сил, що діють на вал

Мета: знайти сумарне навантаження на вал, при заданих розмірах.

Вихідні дані:

- Зовнішній діаметр оболонки вала $D = 0,865$ м;
- Внутрішній діаметр оболонки вала $D_2 = 0,755$ м;
- Матеріал оболонки – СЧ-18;
- Відстань між підшипниками $L = 5,7$ м;
- Ширина контакту $B_c = 4,7$ м;
- Лінійний тиск $q_0 = 120 \cdot 10^3$ Н/м;
- Загальна маса нижнього вала $G = 10000$ кг.

Розрахунок за методикою, наведеною в [3].

					ЛБ51.705324.001 ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			50

Інтенсивність навантаження на вал від натягу сукна:

$$Q_s = 2S_c \cos\left(90 - \frac{\alpha}{2}\right) = 2 \cdot 18,4 \cdot \cos 45^\circ = 26 \text{ кН},$$

де сила натягу сукна:

$$S_c = S_b b_0 = 4 \cdot 4,6 = 18,4 \text{ кН},$$

де $S_b = 4 \text{ кН/м}$ – питомий натяг сукна, $b_0 = 4,6 \text{ м}$ – ширина сукна.

Сумарне навантаження на вал:

$$Q = G_v + Q_s + q_0 \cdot B_c = 98,1 + 26 + 120 \cdot 4,7 = 688,1 \text{ кН},$$

де G_v – сила тяжіння вала, кН.

Висновок: в результаті проведених розрахунків, сумарне навантаження, що діє на вал $Q = 688,1 \text{ кН}$.

5.9 Розрахунок оболонки нижнього вала на жорсткість

Розрахункову схему наведена на рис. 5.9.

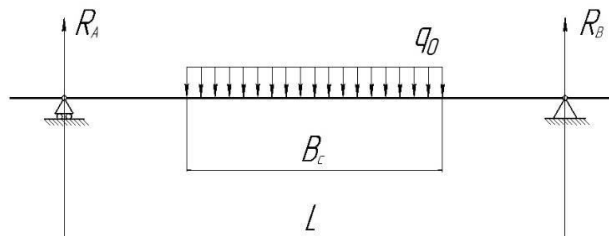


Рис. 5.9 – Розрахункова схема

Мета: розрахувати відносний прогин вала та порівняти його з допустимим.

Вихідні дані:

- Зовнішній діаметр оболонки вала $D = 0,865 \text{ м}$;
- Внутрішній діаметр оболонки вала $D_2 = 0,755 \text{ м}$;
- Матеріал оболонки – СЧ-18;
- Ширина контакту $B_c = 4,7 \text{ м}$;

- Лінійний тиск $q_0 = 120 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$;

Розрахунок за методикою, наведеною в [3].

Момент інерції оболонки вала:

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - D_2^4) = \frac{\pi}{64} (0,865^4 - 0,755^4) = 0,012 \text{ м}^4.$$

Прогин вала:

$$f = \frac{Q \cdot B_c^2}{384 \cdot E \cdot I} \cdot (12L - 7B_c) = \frac{688,1 \cdot 10^3 \cdot 4,7^2}{384 \cdot 1,5 \cdot 10^{11} \cdot 0,012} \cdot (12 \cdot 6,68 - 7 \cdot 4,7) = 7,438 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

де $E = 1,5 \cdot 10^{11} \text{ Н}$ – модуль пружності (модуль Юнга) чавуну.

Відносний прогин вала:

$$\xi = \frac{f}{B_c} = \frac{7,247 \cdot 10^{-4}}{4,7} = 1,582 \cdot 10^{-4}.$$

Перевіримо умову жорсткості:

$$\xi \leq [\xi]$$

$$1,582 \cdot 10^{-4} \leq 1,652 \cdot 10^{-4},$$

де: $[\xi]$ – допустимий відносний прогин пресового вала.

Висновок: розрахований відносний прогин менший за допустимий прогин, умова жорсткості виконується.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

5.10 Розрахунок нижнього вала на міцність

Розрахункову схему нижнього жолобчатого вала представлено на рис. 5.10.

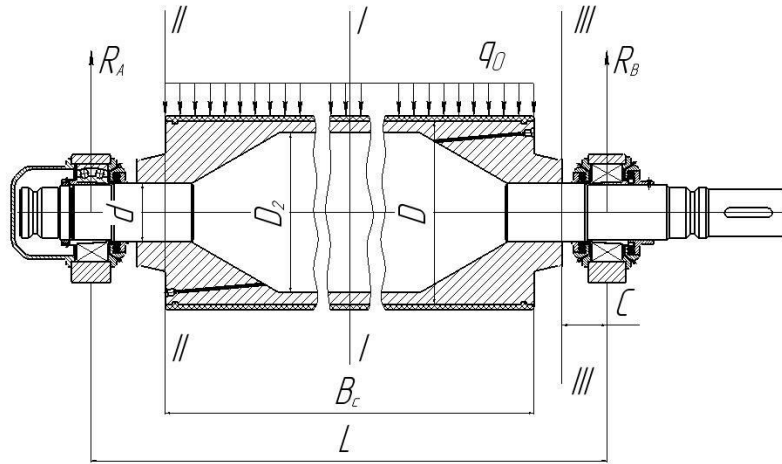


Рис. 5.10 – Розрахункова схема

Мета: визначити напруження і порівняти з допустимими значеннями при даних параметрах вала.

Вихідні дані:

- Довжина робочої частини $B_c = 4,7$ м;
- Відстань між центрами підшипників $L = 5,7$ м;
- Зовнішній діаметр $D = 0,865$ м;
- Матеріал оболонки вала – СЧ-18;
- Матеріал цапф – Сталь 40Х;
- Діаметр цапфи $d = 0,277$ м;
- Допустиме напруження матеріалу вала $[\sigma]_в = 180$ МПа [3];
- Допустиме напруження матеріалу цапф $[\sigma]_ц = 800$ МПа [3].

Розрахунок за методикою, наведеною в [3].

Момент опору в перерізі I-I оболонки вала:

$$W_1 = \frac{2 \cdot I}{D} = \frac{2 \cdot 0,012}{0,865} = 0,027 \text{ м}^3,$$

де I – момент інерції оболонки вала, м^4 .

Момент опору в перерізі II-II оболонки вала:

$$W_2 = 0,1 \cdot (D^3 - d^3) = 0,1 \cdot (0,865^3 - 0,277^3) = 0,063 \text{ м}^3.$$

Момент опору в перерізі III-III цапфи вала:

$$W_3 = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 0,277^3 = 2,125 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Згинаючий момент у перерізі I-I:

$$M_1 = Q \cdot \left(\frac{L}{4} - \frac{B_c}{8} \right) = 688,1 \cdot \left(\frac{5,7}{4} - \frac{4,7}{8} \right) = 533,278 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

Згинаючий момент у перерізі II-II:

$$M_2 = Q \cdot \left(\frac{L - B_c}{4} \right) = 688,1 \cdot \left(\frac{5,7 - 4,7}{4} \right) = 129,019 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

Згинаючий момент у перерізі III-III:

$$M_3 = \frac{Q \cdot C}{2} = \frac{688,1 \cdot 0,24}{2} = 82,572 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Напруження при згинанні у перерізі I-I:

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_1} = \frac{533,278 \cdot 10^3}{0,043} = 2 \cdot 10^7 \text{ Па},$$

$$\sigma_1 = 20 \text{ МПа} \leq [\sigma]_s = 180 \text{ МПа},$$

Напруження при згинанні у перерізі II-II:

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{W_2} = \frac{129,019 \cdot 10^3}{0,125} = 2,061 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$\sigma_2 = 2,061 \text{ МПа} \leq [\sigma]_s = 180 \text{ МПа},$$

Напруження при згинанні у перерізі III-III:

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_3} = \frac{47,135 \cdot 10^3}{2,125 \cdot 10^{-3}} = 3,885 \cdot 10^7 \text{ Па},$$

$$\sigma_3 = 38,85 \text{ МПа} \leq [\sigma]_y = 800 \text{ МПа}.$$

Висновок: жодне напруження не перевищує допустиме, умови міцності вала та цапф виконується.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.11 Розрахунок нижнього вала на критичне число обертів

Мета: розрахувати робоче і критичне число обертів та порівняти їх.

Вихідні дані:

- Сумарне навантаження на вал $Q = 688,1$ кН;
- Швидкість машини $V = 8,3$ м/с;
- Відстань між центрами підшипників $L = 5,7$ м;
- Матеріал вала – СЧ-18.

Розрахунок за методикою, наведеною в [3].

Прогин вала під дією навантаження:

$$f_{cm} = \frac{5 \cdot Q \cdot L^3}{384 \cdot E \cdot I} = \frac{5 \cdot 688,1 \cdot 10^3 \cdot 5,7^3}{384 \cdot 1,5 \cdot 10^{11} \cdot 0,012} = 8,385 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

Критична частота обертання:

$$n_{кр} = \frac{300}{\sqrt{f_{cm}}} = \frac{300}{\sqrt{8,17 \cdot 10^{-4}}} = 1,036 \cdot 10^4 \text{ хв}^{-1}.$$

Робоче число обертів:

$$n_p = \frac{V}{\pi \cdot D} = \frac{8,3 \cdot 60}{\pi \cdot 0,865} = 194,298 \text{ хв}^{-1}.$$

Коефіцієнт резонансу:

$$K_0 = \frac{n_p}{n_{кр}} = \frac{194,298}{1,036 \cdot 10^4} = 0,019.$$

Умова відсутності явища резонансу:

$$K_0 \leq [K_0]$$

$$0,019 \leq 0,02.$$

Висновок: робоче число обертів значно менше за критичне, що свідчить про відсутність явища резонансу.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.12 Визначення довговічності підшипників нижнього вала

Схему розрахунку підшипників в опорах валу показано на рис. 5.11

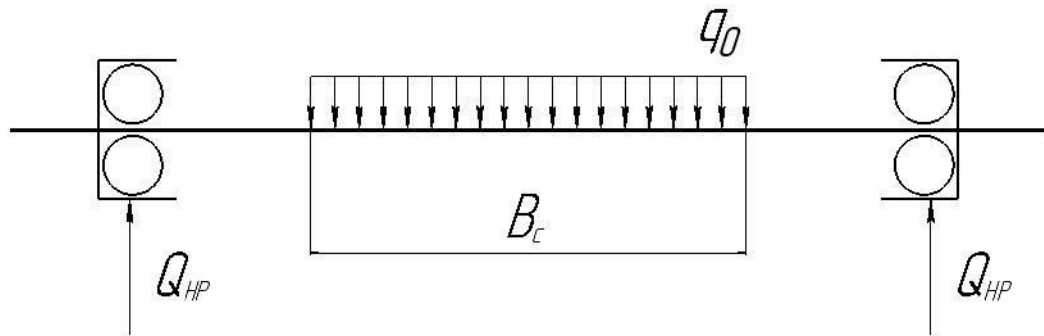


Рис. 5.11 – Розрахункова схема

Мета: перевірити ресурс сферичних дворядних підшипників за динамічною вантажопідйомністю.

Вихідні дані:

- Навантаження від натягу сукна $S = 18,4$ кН;
- Навантаження від сили тяжіння вала $G_b = 98,1$ кН;
- Навантаження від дії лінійного тиску $q_0 = 120$ кН.
- Коефіцієнт радіального навантаження $X = 1$;
- Коефіцієнт осьового навантаження $Y = 0$;
- Коефіцієнт обертання $K_k = 1$;
- Коефіцієнт температурний $K_T = 1$;
- Коефіцієнт безпеки $K_b = 1$.

Розрахунок за методикою, наведеною в [4].

Навантаження, що діє на підшипники:

$$Q = 2 \cdot S \cdot \cos 45^\circ + G_b + q_0 \cdot B_c = 2 \cdot 18,4 \cdot \cos 45^\circ + 98,1 + 120 \cdot 4,7 = 688,1 \text{ кН.}$$

Приведене навантаження на один підшипник:

$$Q_{HP} = \frac{Q}{2} (X \cdot K_k + 0,1 \cdot Y) \cdot K_T \cdot K_b = \frac{688,1}{2} (1 \cdot 1 + 0,1 \cdot 0) \cdot 1 \cdot 1 = 344,05 \text{ кН.}$$

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Вибраний підшипник: підшипник кочення роликовий дворядний сферичний 23156 ССК/W33 за каталогом SKF Explorer.

Довговічність підшипника:

$$L^0 = \left(\frac{C}{Q_{HP}} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{2784000}{344050} \right)^{\frac{10}{3}} = 1064 \text{ млн. оборотів.}$$

Довговічність:

$$L_n = \frac{L^0 \cdot 10^6}{60 \cdot n_p} = \frac{1064 \cdot 10^6}{60 \cdot 194,298} = 91240 \text{ год.}$$

Умова довговічності:

$$L_n \geq [L_n]$$

$$91240 \text{ год} > 80000 \text{ год}$$

Висновок: при даних параметрах обрано два однакових роликових дворядних сферичних підшипника кочення середньої серії 23156 ССК/W33 за каталогом SKF Explorer.

5.13 Розрахунок потужності привода

Схему тягових зусиль на подолання тертя в підшипниках представлено на рисунку 5.12. Схему тягових зусиль на подолання тертя кочення вала по валу наведено на рисунку 5.13.

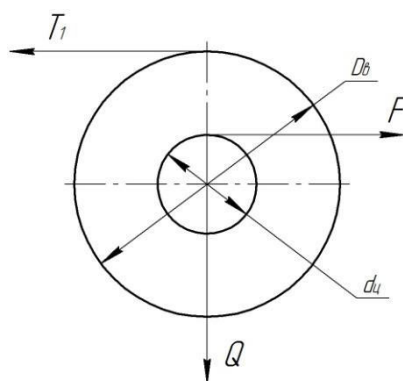


Рис. 5.12 – Схема тягових зусиль на подолання тертя кочення в підшипниках

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

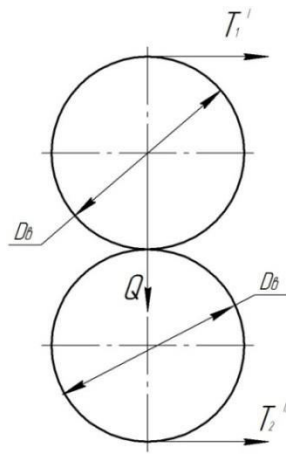


Рис. 5.13 – Схема тягових зусиль на подолання тертя кочення вала по валу

Мета: визначити необхідну потужність електродвигуна.

Вихідні дані:

- Робоча швидкість машини $V = 8,3$ м/с;
- Навантаження, що діє на нижній вал $Q = 688,1$ кН;
- Діаметр нижнього вала $D_2 = 0,915$ м;
- Діаметр верхнього вала $D_1 = 0,65$ м;
- Діаметр цапфи $d = 0,277$ м;
- Коефіцієнт тертя в підшипниках приймаємо $f = 0,05$.

Тягове зусилля на подолання тертя в підшипниках:

$$T_1 = Q \cdot f \cdot \frac{d}{D_2} = 688,1 \cdot 10^3 \cdot 0,05 \cdot \frac{0,277}{0,915} = 10,42 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Тягове зусилля на подолання тертя кочення вала по валу:

$$T_2 = Q \cdot K \cdot \left(\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2} \right) = 688,1 \cdot 10^3 \cdot 0,015 \cdot \left(\frac{1}{0,65} + \frac{1}{0,915} \right) = 27,16 \cdot 10^3 \text{ Н,}$$

де K – коефіцієнт тертя кочення. Приймаємо $K = 0,015$ м [10].

Загальне тягове зусилля, необхідне для обертання валів преса:

$$T = T_1 + T_2 = 10,42 \cdot 10^3 + 27,16 \cdot 10^3 = 37,58 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Потужність , що витрачається на пресування картонного полотна:

$$N = \frac{T \cdot V \cdot K_v \cdot K_m}{1000} = \frac{37,58 \cdot 10^3 \cdot 8,3 \cdot 1,04 \cdot 1,3}{1000} = 421,652 \text{ кВт},$$

де K_v – коефіцієнт впливу швидкості на коефіцієнт тертя [2];

K_m – коефіцієнт тимчасового перенавантаження [2].

Загальна потужність електродвигуна для нижнього вала з урахуванням ККД:

$$N_{\text{заг}} = \frac{N}{\eta} = \frac{421,652}{0,85} = 496,062 \text{ кВт},$$

де η – коефіцієнт корисної дії електродвигуна.

Висновок: Потужність приводу, необхідного для забезпечення швидкості нижнього вала $V = 8,3$ м/с при ККД електродвигуна $\eta = 85\%$ складає $N_{\text{заг}} = 496,062$ кВт.

6 Рекомендації щодо монтажу та експлуатації третього преса

6.1 Монтажні роботи

Нормальна робота третього преса та, загалом, пресової частини, за якої не відбувається обривів картонного полотна та збоїв, що безпосередньо впливають на роботу всієї картоноробної машини, на пряму залежить від точності та правильності складання всіх елементів преса та його монтажу. Необхідні вимоги щодо монтажу та експлуатації третього преса частково наведені на складальних кресленнях. Монтажні роботи мають бути виконані відповідно до вимог, наведених у «СНиП 3.05.05-84» [2]. Попередньо, перед установкою вузлів та елементів третього преса, всі будівельні роботи мають бути припинені. Для повного застигання, фундамент має простояти не менше двох тижнів.

З заводу виробника третій прес, у розібраному вигляді, доставляється окремими деталями та складальними вузлами. Для встановлення третього преса цех, в якому знаходиться картоноробна машина, має бути обладнаний мостовим краном з візками, вантажопідйомність кожного з яких не менше 15 тон. Розпаковка доставленого обладнання має відбуватися у послідовності, відповідно до послідовності складання преса. Основними документами, якими послуговуються під час монтажних робіт на укрупненого складання, є монтажні креслення (монтажно-складальні та монтажно-установочні) та технічні вимоги, надані заводом виробником.

Послідовність основних операцій з монтажу третього преса картоноробної машини:

- установка станин з механізмами притискання верхнього вала;
- монтаж та вивірення відносно базового вала та центральної вісі картоноробної машини базового вала третього преса;
- монтаж верхнього та нижнього пресових валів, сукноведучих валів та їх вивірення відносно базового вала [10].

					ЛБ41.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

6.2 Підготовка до пуску преса

1. Переконатися, що електрична напруга вимкнена.
2. Переконатися, що будь-які сторонні предмети та речі в самому пресі та довкола нього відсутні.
3. Проінспектувати надійність кріплення болтових з'єднань.
4. Переконатися, що пресове сукно послаблене. Розправити зморшки та підтягнути сукно.
5. Переконатися, що відбувається подача повітря в пневматичні механізми притискання. Перевірити піднімання та опускання верхнього вала за тиску 0,5 МПа на хід 200 мм [10].
6. Переконатися, що відбувається подача води на сп里斯ку.
7. Переконатися, що обладнання для подачі рідкої оливи у камеру верхнього вала готове до запуску.

6.3 Пуск і робота преса

Перед тим, як розпочати роботу на третьому пресі, необхідно виконати наступні дії:

1. Запустити обладнання для подачі рідкої оливи у камеру верхнього вала.
2. Притиснути верхній вал до нижнього з теоретично розрахованою силою притискання.
3. Прослідкувати за рівністю руху пресового сукна під час холостого ходу.
4. Перевірити роботу сукноправки та сукномийок.

Після виконання вказаних вище кроків можна збільшувати швидкість машини.

Під час випробувань та роботи, необхідно з постійною періодичністю перевіряти показники датчиків, візуально оглядати й перевіряти справність

					ЛБ41.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

роботи преса, заради уникнення можливих несправностей та аварій, що призводять до застою та втрат продуктивності картоноробної машини.

6.4 Зупинка преса

Для зупинки третього преса існує наступна послідовність дій:

- зменшення робочого тиску на пресі;
- відключення створення вакууму на сукномийках;
- відключення подачі рідкої оливи в камеру верхнього вала;
- підняття верхнього вала механізмом притискання;
- виконання промивки ємностей для відпресованої води, сукноведучих валів, чистка сукномийок та сприсків [10].

6.5 Ремонтні роботи

Загальні ремонтні роботи для третього преса та картоноробної машини загалом включають огляд та ремонт ручних і автоматичних механізмів правки й натяжки сукон, заміну підшипників на валах. Довговічність підшипників, здебільшого, залежить від навантажень, що діють на підшипники, своєчасності змащування, робочих швидкостей машини та якості і періодичності їх змащування. Корпуси підшипникових вузлів обов'язково мають мати лабіринтні ущільнення, які, незалежно від своєї конструкції, стоять на заваді потраплянню води в сам підшипник та витіканню мастила з підшипникового вузла. Об'єм мастила має становити не більше 15% від загального вільного об'єму підшипникового вузла.

					ЛБ41.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

7 Рівень стандартизації та уніфікації

При конструюванні машин та апаратів хімічної та нафтопереробної промисловості варто максимілізувати використання стандартних, нормалізованих та уніфікованих конструктивних елементів, деталей і вузлів.

Уніфікація – це раціональне скорочення числа типів, видів, розмірів вузлів і їхніх елементів. З урахуванням класифікації процесів ряд машин і апаратів уніфіковані, тобто в конструкції передбачена можливість використання їх у різних виробництвах для проведення того самого процесу у визначеному діапазоні параметрів.

Стандартизація устаткування – це зведення численних видів виробів однакового функціонального призначення до обмеженого числа обов'язкових стандартних зразків. Для найбільш модернізованих конструкцій машин і апаратів розроблені ГОСТи [8].

При достатньому рівні стандартизації та уніфікації всіх деталей, механізмів і робочих органів машини його вартість при виготовленні буде на порядок меншою ніж при використанні значної кількості ненормалізованих індивідуальних деталей. Також більш стандартизовані та уніфіковані машини дешевші в експлуатації ремонті.

При модернізації третього преса картоноробної машини використані наступні вироби:

Третій прес картоноробної машини складається з 315 деталей, з яких:

- стандартизованих $N_c = 3$;
- уніфікованих $N_y = 10$;
- індивідуальних ненормалізованих $N_i = 1$.

Тоді, частка уніфікованих деталей в конструкції складає:

$$K_y = \frac{N_y}{N_y + N_i} = \frac{10}{10 + 1} = 0,9$$

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Частка стандартизованих деталей в конструкції складає:

$$K_c = \frac{N_c}{N_c + N_i} = \frac{3}{3+1} = 0,75.$$

Висновок: за результатами розрахунків конструкція стандартизована на 75% та уніфікована на 90% - це означає, що запропонована конструкція є достатньо простою та дешевою у виготовленні.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

8 Економічна частина дипломного проекту

8.1 Обґрунтування доцільності модернізації третього преса картоноробної машини

Підвищення рівня конкурентоспроможності продукції вітчизняного хімічного машинобудування неможливе без впровадження нових технологій, високопродуктивного обладнання, сучасних прогресивних конструкційних матеріалів, а також без технічного переозброєння, реконструкції та будівництва нових діляниць, цехів та підприємств в цілому. Все це потребує великих інвестицій, яких не вистачає в Україні в нинішніх умовах трансформації економіки країни на засади ринкової економіки.

Виходячи з цього, кожний технічний, організаційний чи господарський проект або будь – яке нововведення повинні бути ретельно обґрунтовані з економічної точки зору. Вище вказане в повній мірі стосується також дипломних проектів бакалаврів, що виконуються студентами інженерно – хімічного факультету НТУУ «КПІ».

Економічна частина даного дипломного проекту має на меті зробити техніко-економічні обґрунтування доцільності вдосконалення конкретно обраного апарату - третього преса картоноробної машини. Пресова частина КРМ повинна працювати таким чином, щоб на ній проходило рівномірне і максимально допустиме для певного виду картону видалення води. Крім цього, зневоднення пресуванням в 10...15 разів дешевше ніж сушінням. Тому в наш час значну увагу приділяють вдосконаленню конструкції пресів для отримання в них сухості картонного полотна близької до теоретично можливої (45...50%), що можна досягти методом віджиму.

Модернізація та вдосконалення третього преса картоноробної машини полягає в:

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

- Заміні верхнього вала на вал з гідропідтримкою оболонки;
- Збільшенні лінійного тиску в захваті між валами;
- Підвищення швидкості машини;

Модернізація третього преса картоноробної машини дозволить збільшити кількість видаленої води за рахунок збільшення лінійного тиску картонного полотна в зоні контакту пресових валів. Також це дозволить знизити витрати пари на сушильній частині картоноробної машини.

При виконанні робіт по удосконаленню конструкції діючого апарату необхідно було обрати базисний зразок аналогічного апарату для порівняння їх техніко-економічних показників. Такий базисний апарат має верхній вал, нижній жолобчатий вал, нижнє сукно, картонне полотно, сукноведучі вали.

Для інтенсифікації технологічних процесів в третьому пресі картоноробної машини була розроблена конструкція, що складається з двох пресових валів, механізму притискання верхнього валу і пресового сукна, автоматичної і ручної сукноправок.

Основні техніко-економічні показники до вдосконалення та після модернізації третього преса картоноробної машини представлено в таблиці 8.1.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 8.1. Порівняльна характеристика до модернізації та після модернізації третього преса картоноробної машини

№	Назва показників	Одиниця вимірювання	До вдосконалення	Після вдосконалення
1	2	3	4	5
1.	Лінійний тиск між валами	кН/м	80	120
2.	Сухість картону - до пресу - після пресу	%	32 38	32 49
3.	Діаметр валів, - верхній - нижній	м	905 915	650 915
4.	Вартість апарату (первісна)	млн. грн.	2,232	1,842
5.	Тривалість ремонтного циклу	років	10	10

8.2 Розрахунки техніко-економічних витрат на проведення модернізації третього преса картоноробної машини

Модернізацію базового апарату (третього преса картоноробної машини) розраховуємо у відповідності зі ступенем складності та обсягів проектно-

конструкторської документації, яку необхідно розробити на етапи конструкторської підготовки.

Економічно доцільно здійснювати вдосконалення устаткування під час проведення його капітального ремонту. Зазвичай вдосконалення устаткування хімічної, нафтопереробної та целюлозно-паперової галузей промисловості забезпечує збільшення його продуктивності на 10-18%, а здійснені згідно з нею витрати не перевищують половини вартості нових знарядь виробництва аналогічного призначення.

Розрахунки ефективності на проведення вдосконалення устаткування полягають у визначенні коефіцієнта ефективності витрат n_{p_i} , який розраховується за формулою [12]:

$$n_{p_i} = 1 - \frac{M_i + S_{e_i}}{K_{H_i} \alpha \beta + S_{a_i}}, \quad (8.1)$$

де M_i - сукупні витрати на проведення вдосконалення устаткування, грн.; (поточних)

S_{e_i} - перевищення експлуатаційних витрат вдосконаленого устаткування порівняно з новим аналогічним устаткуванням, грн;

K_{H_i} - оптова ціна придбання нового аналогічного устаткування, грн.;

α - коефіцієнт співвідношення продуктивності вдосконаленого устаткування та аналогічного нового устаткування;

β - коефіцієнт співвідношення тривалості ремонтного циклу вдосконаленого устаткування та аналогічного нового устаткування;

S_{a_i} - втрати від недоамортизації устаткування, яке підлягає вдосконаленню, грн..

Розрахований по формулі 1 коефіцієнт n_{p_i} може мати позитивні, негативні або нульове значення (таблиця 8.2)

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Таблиця 8.2. Значення коефіцієнту ефективності витрат n_{p_i} на вдосконалення устаткування [13]

Величина коефіцієнта, n_{p_i}	Висновок щодо доцільності модернізації устаткування
$n_{p_i} > 0$	Вдосконалення устаткування з економічної точки зору доцільна
$n_{p_i} < 0$	Вдосконалення устаткування з економічної точки зору недоцільна. Доцільним є придбання нового устаткування.
$n_{p_i} = 0$	Рішення про вдосконалення устаткування приймається, виходячи з конкретних виробничих обставин.

Сукупні витрати M_i на проведення вдосконалення устаткування складаються з таких окремих елементів а саме:

- матеріальні витрати (вартість сировини, матеріалів, комплектуючих виробів та енергоносіїв, які необхідні для виконання вдосконалення);
- витрати на оплату праці (заробітна плата розробників конструкторської та технологічної документації; заробітна плата основних робітників, які виконують роботи по вдосконалення устаткування; відрахування на соціальне страхування;
- амортизація, яка нарахована на діюче устаткування, яке підлягає вдосконаленню;
- інші види витрат.

З достатньою для розрахунків точністю, яка базується на практичних даних підприємств хімічного машинобудування, величина сукупних витрат M_i на вдосконалення устаткування може бути розрахована по формулі [13], грн.:

$$M_i = \Phi_{i_{\text{перв}}}^{\text{мод}} \cdot K_i \quad (8.2)$$

де $\Phi_{\text{перв}}^{\text{мод}}$ – первісна (відновлена) вартість устаткування, яке підлягає вдосконаленню, грн..

K_i - коефіцієнт витрат, величина якого залежить від виду і типу устаткування, яке підлягає вдосконаленню. Рекомендовані величини коефіцієнтів K_i приведені в таблиці 3[12].

Вдосконалення устаткування у процесі подальшої експлуатації, як правило, вимагає більш високих експлуатаційних (поточних) витрат у порівнянні з аналогічним новим устаткуванням.

Згідно даних підприємств, де експлуатується аналогічне обладнання, первісна вартість нірко-пресу $\Phi_{\text{перв}}^{\text{мод}} = 2,232$ млн. грн.

Коефіцієнт витрат на вдосконалення K_i згідно даних [12] $K_i = 0,14$.

Таким чином величина витрат для проведення вдосконалення пресу становить:

$$M_i = 480000 \cdot 0,14 = 312,480 \text{ тис.грн.}$$

Експлуатаційні (поточні) витрати при роботі устаткування складаються з таких витрат:

- витрати паливно-мастильних матеріалів;
- витрати на придбання та виготовлення необхідних запасних частин;
- витрати на оплату праці ремонтного персоналу;
- інші поточні експлуатаційні витрати.

З достатнім для розрахунків ступенем точності, який базується на практичних даних підприємств хімічного машинобудування, величина перевищення експлуатаційних (поточних) витрат по вдосконаленому устаткуванню порівняно з новим аналогічним устаткуванням S_{ei} може бути розрахована по формулі [12], грн.:

$$S_{ei} = q_{b_i} \cdot \Phi_{\text{перв}}^{\text{мод}} - q_{b_n} \cdot \Phi_{\text{перв}}^{\text{нов}} \quad (8.3)$$

де q_{b_i} – коефіцієнт експлуатаційних (поточних) витрат устаткування, яке підлягає вдосконаленню;

q_{b_n} – коефіцієнт експлуатаційних (поточних) витрат аналогічного нового устаткування;

$\Phi_{\text{перв}}^{\text{нов}}$ – первісна вартість нового (аналогічного) устаткування, грн..

Таким чином розраховуємо величину перевищення поточних витрат по вдосконаленому устаткуванню порівняно з новим аналогічним устаткуванням:

$$S_{e_i} = 0,04 \cdot 2232000 - 0,03 \cdot 1842000 = 34020 \text{ грн.}$$

Примітка: Згідно даних, які вміщують інтернет-відомості вартість нового аналогічного устаткування складає $\Phi_{\text{перв}}^{\text{нов}} = 1,842$ млн. грн.

Коефіцієнт співвідношення продуктивності вдосконаленого устаткування та аналогічного нового устаткування α розраховується по формулі[12]:

$$\alpha = \frac{P_i}{P_{\text{нов}}}, (8.4)$$

де P_i – продуктивність або інший один з найбільш важливих показників, який характеризує роботу устаткування, яке підлягає вдосконаленню. Приймаємо продуктивність застарілого устаткування $P_i = 11935$ кг/год.

$P_{\text{нов}}$ – продуктивність або інший один з найбільш важливих показників, який характеризує роботу аналогічного нового устаткування. Приймаємо продуктивність нового устаткування $P_{\text{нов}} = 11935$ кг/год.

$$\alpha = \frac{11935}{11935} = 1$$

Коефіцієнт співвідношення тривалості ремонтного циклу вдосконаленого устаткування та аналогічного нового устаткування β розраховується по формулі[12]:

$$\beta = \frac{T_{\text{мод}}}{T_{\text{нов}}}, (8.5)$$

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $T_{\text{мод}}$ – тривалість ремонтного циклу устаткування, яке підлягає вдосконаленню, років.

$T_{\text{нов}}$ – тривалість ремонтного циклу аналогічного нового устаткування, років.

Тривалість ремонтного циклу устаткування – це період часу між двома капітальними ремонтами устаткування, або тривалість часу між придбанням устаткування та першим капітальним ремонтом. В якості показників ремонтного циклу можуть також використовуватися показники виробітку продукції між двома капітальними ремонтами устаткування та інші аналогічні показники.

Згідно даних [12] коефіцієнт співвідношення тривалості ремонтного циклу:

$$\beta = 0,9$$

Підставляючи всі знайдені величини у формулу (8.1), необхідно отримати величину коефіцієнта ефективності витрат n_{pi} , розрахункова величина якого дає нам змогу зробити висновки щодо доцільності проведення вдосконалення обраного в дипломному проекті устаткування.

$$n_{pi} = 1 - \frac{312480 + 34020}{2320000 \cdot 1 \cdot 0,9 + 23000} = 0,84$$

Тобто розраховане значення $n_{pi} > 0$, а це значить, що вдосконалення пресу з валом з гідропідтримкою оболонки є економічно доцільним.

Висновки

В дипломному проекті освітньо-кваліфікаційного рівня “бакалавр” на тему: “Модернізація третього преса картоноробної машини. Комплексний” проведено вдосконалення третього преса картоноробної машини для виготовлення картону, яке полягає у збільшенні кінцевої сухості полотна шляхом збільшення лінійного тиску в захваті преса. Вдосконалення дозволило збільшити силу притискання, збільшити сухість картонного полотна після пресу, що в свою чергу зменшує витрати пари на сушильній частині.

Дипломний проект містить:

- конструкції основних елементів третього преса картоноробної машини та висновки щодо патентоспроможності розробленої конструкції. Після аналізу було виявлено, що розроблена конструкція є патенточистою по відношенню до розглянутих конструкцій, на що подана заява на патент;
- технологічні розрахунки, на базі яких визначено основні параметри та характеристики спроектованого третього преса картоноробної машини;
- основні конструктивні розрахунки, в результаті яких підтверджено надійність та працездатність конструкції третього преса та її конструктивних елементів, а саме: верхнього вала, нижнього вала, цапф, підшипників, а також механізму притискання верхнього вала.
- складальне креслення модернізованого преса картоноробної машини, та креслення верхнього та нижнього валів.

Спроектований третій прес відповідає вимогам охорони праці та навколишнього середовища.

За результатами роботи подано заяву на деклараційний патент (u201901462) та отримано позитивне рішення з видачі патента. Зроблено дві доповіді на XXIII та XXIV всеукраїнських конференціях.

Результати проекту можуть бути використані для ознайомлення студентів спеціальності «Обладнання лісового комплексу» з конструкцією та розрахунками третього преса картоноробної машини.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

Выводы

В дипломном проекте образовательно-квалификационного уровня "бакалавр" на тему: "Модернизация третьего пресса картоноделательной машины. Комплексный" произведено усовершенствование третьего пресса картоноделательной машины, которое основывается на повышении конечной сухости картонного полотна путем повышения линейного давления в захвате пресса. Усовершенствование позволило увеличить силу прижима, что в свою очередь уменьшает потери пара на сушильной части.

В данном дипломном проекте есть:

- Конструкции основных элементов третьего пресса картоноделательной машины выводы относительно патентоспособности разработанной конструкции, при анализе которых обнаружено, что разработанная конструкция является патенточистой в отношении рассматриваемых конструкций, в связи с чем была подана заявка на патент;

- Технологические расчеты, на базе которых определены основные параметры и характеристики спроектированного третьего пресса картоноделательной машины;

- Основные конструктивные расчеты, в результате которых подтверждена надежность и работоспособность конструкции третьего пресса, верхнего и нижнего валов, цапф, подшипников, а также механизма прижима верхнего вала.

- Сборочные чертежи модернизированного пресса картоноделательной машины и верхнего вала;

Спроектированный третий пресс картоноделательной машины соответствует требованиям охраны труда и окружающей среды. По результатам работы подано заявление на декларационный патент (и 2019 01462) и получено позитивное решение о его выдаче. Сделаны два доклада на XXIII и XXIV всеукраинских конференциях.

Результаты проекта могут быть использованы для ознакомления студентов специальности «Оборудование лесного комплекса» с конструкцией и расчетами третьего пресса картоноделательной машины.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Conclusion

In the Bachelor Diploma project on the theme "Modernization of third press of cardboard machine. Complex", an improvement of a cardboard machine press for cardboard production was done, which consists of the improvement of the final dryness by rising linear pressure between two shafts. Such improvement allowed to increase the pressing power, the dryness of the cardboard sheet after the press, which in turn reduces the cost of steam on a drying part.

Diploma project contains:

- construction of the main elements of the third press of a cardboard machine with a upper shaft and lower shaft and conclusions regarding the patentability of the design. After being analyzed it was determined that the developed design is patent-clear in relation to the considered constructions;

- technological calculations on the basis of which the main parameters and characteristics of the design press of a cardboard machine with a shaft with a hydro-support shell are determined;

- the main design calculations, which have confirmed the reliability and efficiency of the third press of a cardboard machine and its structural elements, namely: the upper shaft, the lower shaft of their bodies, the pin, the bearings, and the mechanism of pressing the upper.

- assembly drawing of a third press of a cardboard machine, and drawing of a upper shaft and lower shaft.

Designed third press of a cardboard machine meet safety requirements and requirements on protection.

Based on the work, an application for a declarative patent (u 2019 01462) has been submitted and patent positive decision has been recieved. Two reports have been made at the XXIII and XXIV All-Ukrainian conferences.

The results of the project can be used to familiarize students of the specialty "Equipment of the forest complex" with the design and calculations of the third press of cardboard machine.

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перелік посилань

1. **Коновалов А. Б.** Пресовые части бумаго- и картоно-делательных машин: Учебное пособие / Смирнов В. А., ГОУВПО СПбГТУРП. СПб., 2006. 91 с.: ил.50. – ISBN 5-230-14391-6.
2. **Примаков С. Ф.** Технология бумаги и картона: Учебное пособие для вузов/ С. Ф. Примаков; В. А. Барбаш. – М.: Экология, 1996. – 306 с.
3. **Эйдлин И. Я.** Бумагоделательные и отделочные машины./ И. Я.Эйдлин- М.: Лесная промышленность, 1970. - 624 стр.
4. Патент № 3685443 (US) МПК(1972) B41f9/00. IMPRESSION CYLNDER FOR GRAVURE PRINTNG PRESSEduard Kusters – заявка № 529871, 4.02.1966; Опубл. 22.08.1972 Juhani Niskanen, Jyväskylä– заявка № 36100, 08.04.1987; опубл.27.12.1988
5. Патент № 3161125 (US) МПК(1961) C. 100-155. ADUSTABLE CROWN ROLL,Lloyd Hornbostel, Beloit,– заявка № 89527, 15.02.1961; Опубл. 15.12.1964
6. Патент № 4793250 (US) МПК(13) B30B3/04 METHOD AND APPARATUS FOR CONTROLLING DEFLECTION OF AN ADJUSTABLE CROWN ROLL
7. **Марчевський В. М.** Конструкторсько документація курсових і дипломних проектів. Київ: Норіта-плюс, 2006.
8. Салухіна Н.Г., Язвінська О.М. Стандартизація та сертифікація товарів і послуг. - Підручник. — К.: Центр учбової літератури, 2010. — 336 с.
9. **Новиков Н.Е.** Пресування паперового полотна: Навч. посіб. / Н.Е. Новиков, ред. В.С. Баранова. – М: Лесная промишленость.,1972. – 240 с.
10. **Пожитков В.И.** Справочник механіка целлюлозно-бумажного підприємства /В.И. Пожитков, М.И. Калинин. – М.: Лесная промишленость., 1983. – 552с
11. **Житецький В.Ц.** Практикум із охорони праці: Навч. посіб. /В.Ц. Житецький, В.С. Джигирей, В.М. Сторожук та ін.; ред. В. Ц. Житецького. – Л: Афіша., 2000. – 352 с.
12. **Задольський А.М.** Методичні вказівки до виконання економічної частини дипломних проектів бакалаврів (для студентів інженерно – хімічного

					ЛБ71.705324.001ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

факультету) /Уклад. А. М. Задольський, О. О. Шаповаленко - К.: НТУУ «КПІ»,
2010 – 15с.

					ЛБ71.705324.001ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

Додаток А
Документація до патентного дослідження

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						80
Зм.	Арк.	№ доквм.	Підпис	Дата		

Таблиця А.1 – Регламент пошуку (форма Б.1 згідно з ДСТУ 3575–97)

Предмет пошуку	Мета пошуку інформації	Держава пошуку	Класифікаційні індекси	Ретроспективність пошуку	Джерела інформації
1	2	3	4	5	6
Вал з гідропідтримкою оболонки, Плаваючий вал	Визначення патентоздатності спроектованої машини й визначення тенденцій розвитку даного напрямку в техніці	Німеччина, США, Канада, Китай, Японія.	МПЗ - МПК7 B30B3/04 B41f9/00 B21B 13/02, B21F5/00	1960 – 2017 р.	Національні й зарубіжні патентні бюлетені, описи винаходів і корисних моделей; «Бумагодела-тельные и отделочные машины». Изд.3-е, испр. и доп. Эйдли И.Я., Лесная промышленность, 1995 – 624 с. «Оборудование ЦБП». Чичаев В.А., Глезин М.Л., Екимова В.А., Ильинский М.В., Лихтер А.Д., Литвинов М.Д. – т. 2. – М.: Лесная промышленность, 1991 – 264 с.

Таблиця А.2 – Джерела інформації використані під час проведення пошуку

Предмет пошуку	Держава пошуку	Класифікаційні індекси	Інформаційна база, що використана під час проведення пошуку	Патентна інформація	
				Патентна інформація	Інша науково-технічна інформація
1	2	3	4	5	6
Вал з гідропідтримкою оболонки, Плаваючий вал	Німеччина, США, Канада, Китай, Японія.	МПКЗ - МПК7 B30B3/04 B41f9/00 B21B 13/02, B21F5/00	Державна науково-технічна бібліотека України http://www.patentlens.net/ http://www.fips.ru http://base.uipv.org/searchINV/ http://www.eapatis.com/ http://www.eapo.org/ru/ https://patents.google.com/	Описи винаходів США № 36000-550000.	Зарубіжні патентні бюлетені, описи винаходів і корисних моделей. «Бумагоделательные и отделочные машины». Изд. 3-е, испр. и доп. Эйдлин И.Я., Лесная промышленность, 1995 – 624 с. «Оборудование ЦБП». Чичаев В.А., Глезин М.Л., Екимова В.А., Ильинский М.В., Лихтер А.Д., Литвинов М.Д. – т.2. – М.: Лесная промышленность, 1991 – 264 с.

Додаток Б

Патенти, використані в патентному дослідженні

					ЛБ51.705324.001 ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

United States Patent

Küsters

[15] 3,685,443

[45] Aug. 22, 1972

- [54] **IMPRESSION CYLINDER FOR GRAVURE PRINTING PRESS**
- [72] Inventor: **Eduard Küsters**, Finkenwey 18, Krefeld-Forstwald 1, Germany
- [22] Filed: **Feb. 24, 1966**
- [21] Appl. No.: **529,871**

2,324,631	7/1943	May.....	101/407
2,353,462	7/1944	Harkins	29/132
2,607,292	8/1952	Harless et al.	101/153
2,908,964	10/1959	Appenzeller	29/116
3,043,211	7/1962	Appenzeller	100/170
3,288,060	11/1966	Miller	101/219 X

FOREIGN PATENTS OR APPLICATIONS

683,021	3/1964	Canada.....	29/132
749,541	6/1956	Great Britain.....	29/132

- [30] **Foreign Application Priority Data**
- Feb. 25, 1965 Germany.....K 55382

- [52] U.S. Cl.101/153, 29/132, 101/219
- [51] Int. Cl.B41f 9/00, B41f 13/18
- [58] Field of Search.....101/216, 219, 348, 375, 376, 101/153, 141, 174; 29/116, 132; 100/170

- [56] **References Cited**

UNITED STATES PATENTS

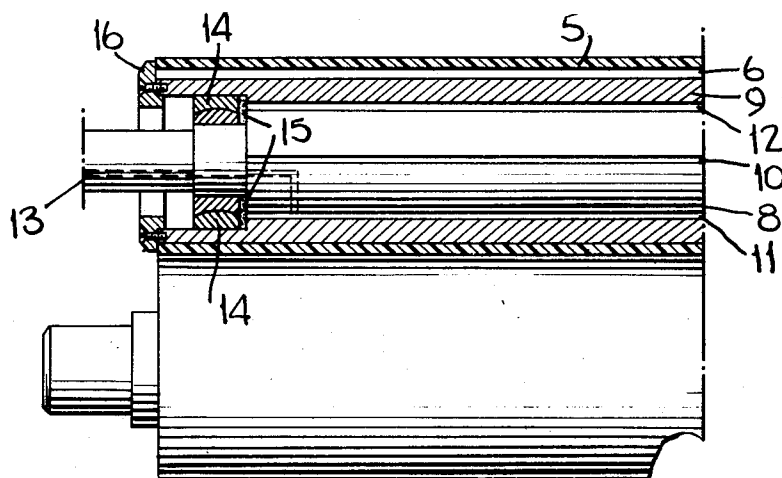
2,156,385	5/1939	Freedlander.....	29/132 X
2,178,421	10/1939	Freedlander.....	29/132 X

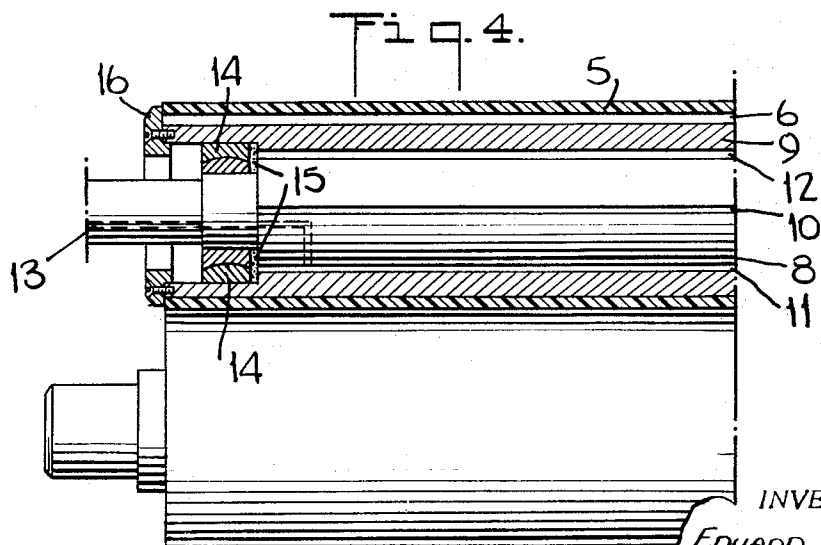
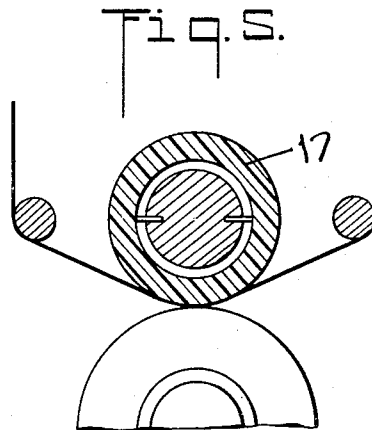
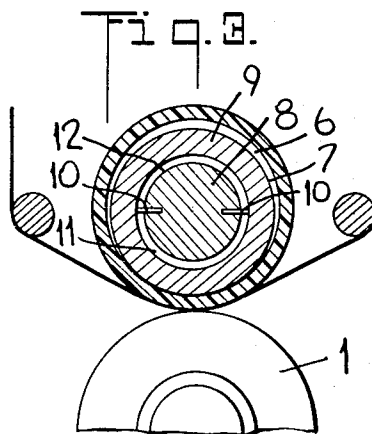
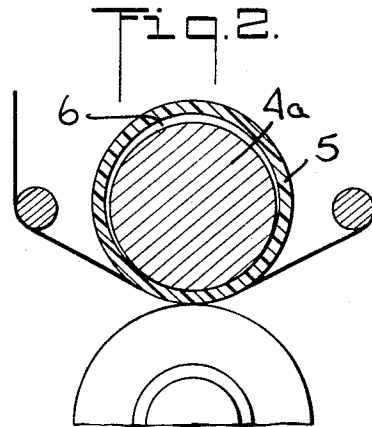
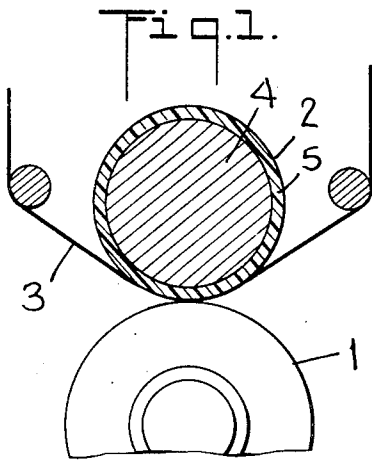
Primary Examiner—J. Reed Fisher
Attorney—Kenyon & Kenyon

[57] ABSTRACT

The disclosure includes a gravure printing press with an impression cylinder covered with elastically deformable polyurethane having a hardness in the range of 88° – 96° Shore A. Other features are disclosed.

4 Claims, 9 Drawing Figures





INVENTOR.
 EDUARD KUSTERS
 BY *Korngor & Korngor*
 ATTORNEYS

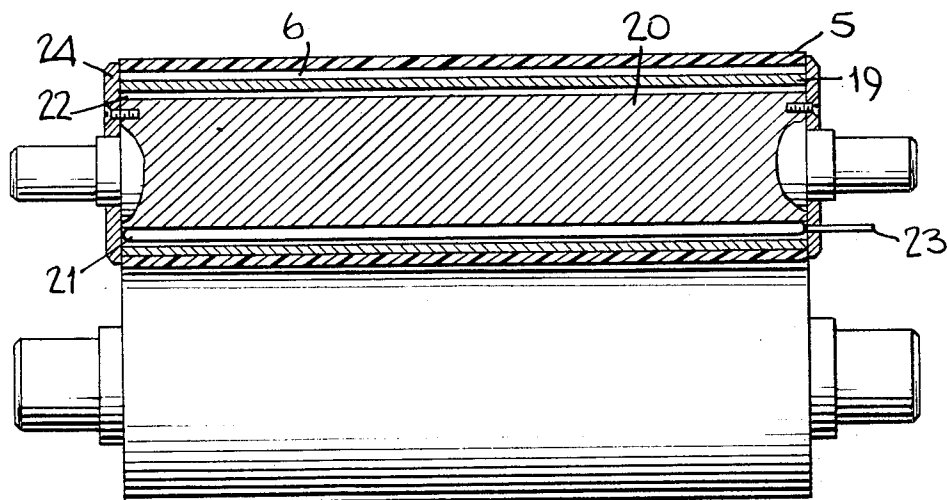
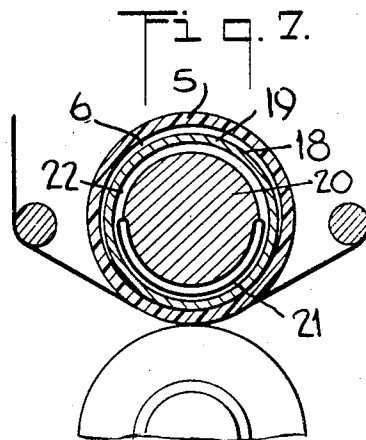
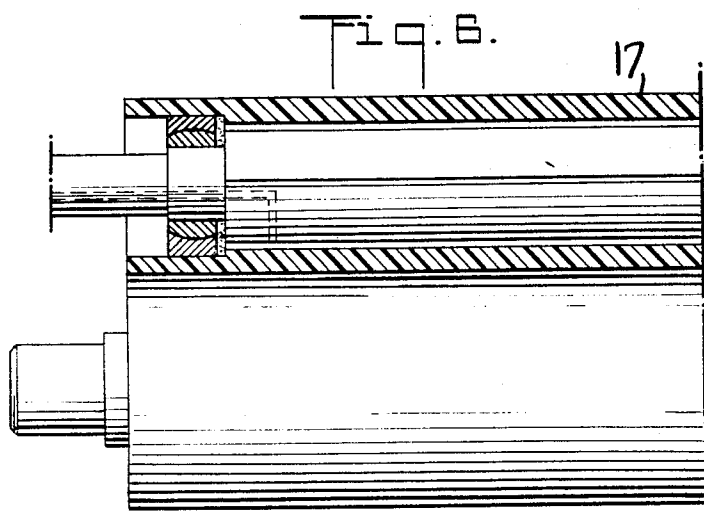


Fig. 8.

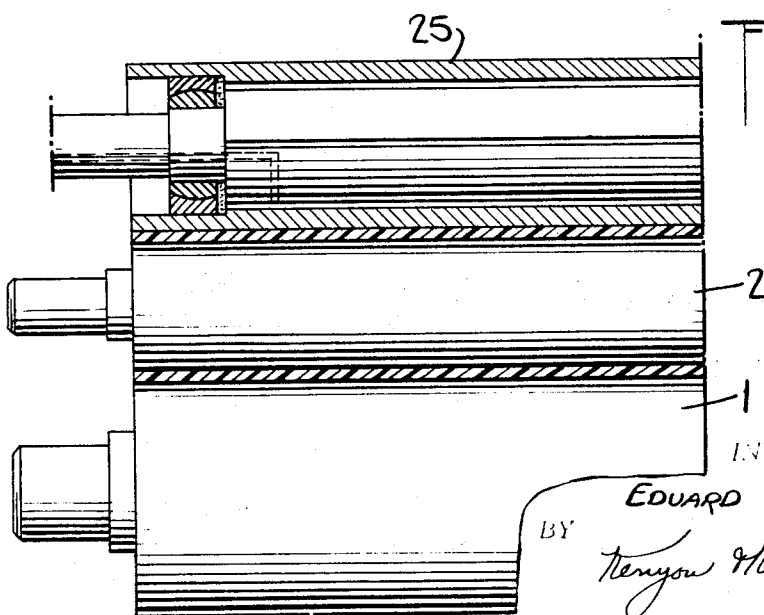


Fig. 9.

INVENTOR.

EDUARD KUSTERS

BY

Henryon Henryon

ATTORNEYS

IMPRESSION CYLINDER FOR GRAVURE PRINTING PRESS

This invention pertains to a gravure printing press and more particularly to the impression cylinders utilized in the printing units of such a press. In accordance with the invention, the peripheral working surface of such impression cylinder is formed by a layer of a synthetic material of high elasticity and hardness such as a polyurethane elastomer.

In gravure printing, e.g., in a rotogravure press, the individual printing unit comprises two adjacent counter rollers, an etched or engraving printing or plate cylinder and an impression cylinder, between which rollers the paper web or sheet is passed. The impression cylinder presses the paper web or sheet against the printing cylinder, causing the paper to take up the ink in the etched depressions on the surface of the printing cylinder. The required pressure can be exerted through the impression cylinder directly or by means of an auxiliary support roller through which the required pressure may be transmitted to the impression cylinder.

Conventionally, the impression cylinder for the printing units of a rotogravure press have been rollers made of rubber with a Shore A hardness between 80°-85. Steel rollers with a sleeve or covering of an elastic material having a Shore A hardness lying between 80°-85° have also been utilized as impression cylinders. The use of these conventional types of impression cylinders has not resulted in the best possible printing quality primarily because of excessive deformation of the surface of the cylinder in the printing zone (i.e., the area of contact between the impression cylinder and the web as the former exerts the required pressure to force the latter against the printing cylinder surface) and the consequent frictional effects.

In addition, in a rotogravure press involving a plurality of printing units, such as are required in multi-color printing, the use of conventional cylinders results in variations in the speed with which the paper web is passed through the individual printing units. The pressure to be exerted by the impression cylinder must be varied in accordance with the nature and dimension of the etching on the printing cylinder and with the particular color to be applied by the particular printing unit. Where high pressure is applied, the deformation of the surface of the impression cylinder in conformity to the surface of the printing cylinder in the printing zone is greater than when lower pressure is applied. In other words, at any given instant, the arc of contact along which the impression cylinder bears on the web and the web bears against the printing cylinder along its circumference is greater at higher pressure than at lower pressure. The result is a difference in the speed of the web as it is passed through the different individual printing units, a problem which exists in conventional rotogravure presses irrespective of whether rubber rollers or rollers with an elastic covering of about 80° Shore A hardness were utilized. In the past, the principal manner of correcting this unsatisfactory variation in the speed was to use impression cylinders of different diameters. Thus in a printing unit requiring comparatively low pressure, an impression cylinder of greater diameter was provided so as to attempt to provide an arc of contact between web and printing cylinder approximately equivalent to that of a printing unit in which an impression cylinder of smaller diameter ex-

erted a greater pressure on the web. In this way it was sought to maintain the speed of the paper web through the various printing units at an approximately constant level.

However, increasing the arc of contact between web and printing cylinder by increasing the diameter of the impression cylinder has a decidedly detrimental effect on the quality of the resultant printing. Moreover, the efforts to adapt the size of the impression cylinder to the pressure to be applied requires the stocking of an extensive number of impression cylinders with differences in circumferences to up to 36 mm for a given rotogravure printing press.

An object of the present invention is to improve the quality of the printing. A further object is to minimize the differences in speed of the paper web as it passes through the several individual printing units and thus to eliminate the need to use impression cylinders with different diameters. A still further object of the invention is to enable control of the deflection of impression cylinders and to provide for the application of a uniform pressure along the entire length of the impression cylinder in the printing zone.

In accordance with the invention, the impression cylinder comprises a roller with at least one peripheral layer of an elastic synthetic material such as, for example, a polyurethane elastomer, such material having a Shore A hardness ranging from 88°-98°. Applicant has found that the hardness of the working surface of the impression cylinder to a great degree determines the quality of the resultant printing and that, through the use of the impression cylinders with a hardness as called for by the invention, a substantial improvement in the quality of the printing is attained. Applicant has determined that even small variations in the hardness are reflected in the quality of the printing. The best quality of printing has been achieved with a polyurethane roller of 98° Shore A hardness. The quality of such printing is excellent even on rough, non-calendered paper, because the surface of the impression cylinder is insensitive to the surface roughness of the paper. However, irregularities in the strength of the paper can tend to effect the quality of the print at a Shore A hardness of 98°. For this reason, a degree of hardness of 95°-96° Shore A is preferred for paper of normal quality.

A further advantage of impression cylinders made in accordance with the invention lies in the fact that the difference in speed of paper web in passing through the individual units can be minimized or eliminated entirely, which in itself will enhance the quality of the printing.

Through use of impression cylinders in accordance with the invention, the speed of the paper web through individual printing units will remain substantially the same irrespective of the particular pressure applied through the impression cylinder of a particular unit. In the conventional rubber cylinders, the length of the arc of contact between the impression cylinder and the web, as taken in the direction of the web movement along the circumference of the printing cylinder varies between 15 mm and 22 mm depending upon the pressure applied. When impression cylinders of the invention with a Shore A hardness of 98° are used, the length of this arc of contact will be between 6 mm and 8 mm,

irrespective of the pressure applied. In the case of a somewhat softer cylinder with a Shore A hardness of 88°, the length of this arc will be between 8 - 11 mm, irrespective of the pressure applied. Thus, in the case of impression cylinders made in accordance with the invention, changes in the pressure applied do not substantially change the degree of deformity of the surface of the impression cylinder; the length of the arc of contact remains substantially the same. Consequently, the speed of the paper web through the individual printing units will always approximate the speed at which the web is being carried by the printing cylinder. Of principal significance, there will be only slight variation in the speed of the paper web through the various individual printing units irrespective of the pressure applied by the impression cylinder of any given unit. Consequently, the necessity for providing impression cylinders of various diameters for a single gravure printing press is eliminated.

It is impossible to achieve these results by using conventional rubber rollers which have been hardened to the level of Shore A hardness called for by the invention through the use of filler material. Rubber rolls of such hardness have only a slight degree of elastic recoferability, i.e., they have a high permanent set. The material used in the rolls of the invention, on the other hand, exhibits a considerable degree of elasticity, i.e., a low permanent set, in the required ranges of hardness. On the other hand, it is clear that, in addition to the polyurethane elastomers specifically referred to, other materials having a sufficient high elasticity and the required hardness can be used. Preferably, the circumferential surface of the impression cylinder comprises a pre-formed, seamless covering or hollow sleeve made of a synthetic material such as a polyurethane which is disposed on a roller serving as a core. By using a pre-formed coating or hollow sleeve, the difficulties of applying a polyurethane material directly onto a steel roller are eliminated.

The hollow sleeve is cast of polyurethane and the necessary additives in a high-speed centrifugal casting form so that air bubbles are driven off and the polyurethane material is cross-linked in a minimum amount of time. The hollow sleeve thus produced is tempered and then can be shrunk onto a steel roller.

It is, however, also possible, and in many cases advantageous, to dispose the sleeve onto the core roller such as a steel cylinder with some radial play, i.e., by making the inner diameter of the hollow sleeve somewhat greater than the diameter of the steel cylindrical core. The amount of possible radial displacement of the sleeve with respect to the core need only be small and need amount to no more than a few millimeters. The sleeve can simply be pushed on to the cylindrical core. The sleeve can thus easily be replaced.

This simple and inexpensive embodiment of the impression cylinder in accordance with the invention is appropriate for small working widths, i.e., cylinder lengths up to approximately 800 mm. In such cases it can also suffice to place the sleeve onto a conventional rubber roller. In view of the small deflections which occur with this small working width, the elasticity of the rubber roller is sufficient to provide virtually uniform pressure along the entire length of the roll.

Because of the great hardness of the sleeve of synthetic material it becomes necessary to take into account the deflection of the printing cylinder and of the impression cylinder more than has hitherto been necessary in the case of the softer sleeve coverings. In accordance with the invention, this difficulty can be overcome by utilizing, as the core of the impression cylinder upon which the sleeve is disposed, a controlled deflection roll of the kind disclosed in U.S. Pat. No. 2,908,964. Rolls of the general type disclosed in U.S. Pat. No. 2,908,964 are sold in the United States under the Trademark "Swimming Roll" and have been a great commercial success. The use of such a roll as a core of the impression cylinder of the invention enables the exertion of a uniform pressure over the entire length of the cylinder and a consequent evenness and improvement in the quality of the resulting print.

Other controlled deflection rolls permitting the application of uniform pressure along the entire length of the roll, such as a roll of the type disclosed in U.S. Pat. No. 3,043,211 can also be utilized as a core for the impression cylinder in accordance with the invention.

The polyurethane sleeve or coat can be shrunk onto a "Swimming Roll" or can be of such a diameter as to provide radial play when mounted onto such a roll. In such a case end seals can be provided to prevent the axial displacement of the sleeve with respect to the "Swimming Roll" which serves as core of the impression cylinder.

In addition to this preferred embodiment, the polyurethane sleeve can itself comprise the outer shell of the "Swimming Roll" construction as set forth in U.S. Pat. No. 2,908,964.

A support roll can be provided on the side of the impression cylinder hereinabove described opposite the printing cylinder which support roll can itself be a controlled deflection roll such as that disclosed in U.S. Pat. No. 2,908,964 or a controlled deflection roll of the kind disclosed in U.S. Pat. No. 3,043,211.

Specific examples of roller assemblies embodying the principles of the present invention are described below and illustrated by the accompanying drawings of which

FIG. 1 is a schematic transverse vertical cross section of a printing unit showing the impression cylinder embodying the invention as counter roll to the printing cylinder;

FIG. 2 is a schematic transverse vertical cross section of a printing unit showing another impression cylinder in accordance with the invention as counter roll to a printing cylinder;

FIG. 3 is a schematic transverse vertical cross section of a printing unit showing another impression cylinder embodying the present invention as counter roll to a pressure cylinder;

FIG. 4 is a longitudinal vertical cross section of the printing unit shown in FIG. 3;

FIG. 5 is a schematic transverse vertical cross section of a printing unit illustrating still another impression cylinder embodying the invention as counter roll to a printing cylinder;

FIG. 6 is a longitudinal vertical cross section of the printing unit shown in FIG. 5;

FIG. 7 is a schematic transverse vertical cross section of a printing unit showing still another impression cylinder embodying the present invention as counter roller to a pressure cylinder;

FIG. 8 is a longitudinal vertical cross sectional view of the printing unit of FIG. 7;

FIG. 9 is a longitudinal vertical view of a printing unit in which an impression cylinder in accordance with the invention is disposed between the printing cylinder and a support roller.

A gravure printing press comprises a plurality of printing units; each such unit in turn comprises a printing cylinder and an impression cylinder, the paper web or paper sheet passing between the impression and printing cylinder, the impression cylinder serving to press the paper against the printing cylinder to achieve the desired printing.

In FIG. 1, such an individual printing unit is shown, the paper web or sheet 3 passing between the printing cylinder or roller 1 and the impression cylinder or roller 2. The impression cylinder 2 in accordance with the invention comprises an inner core 4 which can be of steel or rubber or other conventional construction, and an outer sleeve 5 which is disposed around the core.

The outer sleeve is made of polyurethane elastomer or other synthetic material of high elasticity and sufficient hardness to lie within the required range. In accordance with the invention the sleeve has a hardness of about 88°–98° Shore A.

The elastic synthetic sleeve serves as a working surface of the impression cylinder. In FIG. 1 it is shrunk on to the core 4. In the impression cylinder as shown in FIG. 2, the inner diameter of the polyurethane sleeve 5 is somewhat greater than the diameter of the core 4a so as to leave a space or gap 6 between the inner surface of the sleeve and the surface of the core permitting some radial displacement of the core with respect to the sleeve.

In the impression cylinder as shown in FIGS. 3 and 4, the core 7 is a controlled deflection roll of the type disclosed in U.S. Pat. No. 2,908,964 and sold in the United States under the Trademark "Swimming Roll." Such a roll comprises a stationary shaft 8 and an outer rotating shell 9. The inner diameter of the outer shell is greater than the diameter of the shaft leaving a space between the shaft and the inner surface of the shell. Longitudinal seals 10 are provided which divide the space into two longitudinal chambers 11 and 12. The chamber 11 on the side of the roll adjacent to printing cylinder 1 is filled with a fluid pressure medium which is introduced through a bore 13 in the stationary shaft 8. The shaft is positioned with respect to the shell by self-aligning bearings 14 and the longitudinal chambers 11 and 12 are frontally sealed by seals 15. The inner diameter of the polyurethane sleeve or covering 5 is somewhat greater than the outer diameter of the shell 9 of the controlled deflection roll 7, leaving a space 6 between the core and the polyurethane sleeve and enabling radial displacement of the controlled deflection roll core with respect to the polyurethane sleeve.

A sealing disc 16 is provided to prevent axial displacement of the sleeve or covering 5 with respect to the core 7. In operation, the sleeve 5 and the outer shell 9 will rotate together while the shaft 8 remains stationary. The pressure of the fluid within the chamber 11 can be adjusted. The forces otherwise tending to cause the lengthwise deflection of the working surface of the roll are transferred by the hydraulic pressure medium to the stationary shaft 8 which will deflect relative to the

outer shell in accordance with the fluid pressure applied. The pressure will be uniform along the entire length of the impression cylinder. Further details as to the construction of this type of controlled deflection roll are disclosed in U.S. Pat. No. 2,908,964.

It is also possible to construct the outer shell of the "Swimming Roll" of polyurethane or a similar high-elastic synthetic material of sufficient hardness and thus eliminate the necessity of a separate sleeve or covering in the impression cylinder construction. This embodiment of the invention is shown in FIGS. 5 and 6 in which the polyurethane shell 17 serves as both the outer sleeve which provides the working surface of the impression cylinder and the rotating outer shell of the "Swimming Roll" construction.

The controlled deflection roll to be used as the core for the impression cylinder of the invention may also be, as shown in FIGS. 7 and 8, of the type disclosed in U.S. Pat. No. 3,043,211. Such a controlled deflection roll 18 comprises an outer rotating shell 19, a stationary inner shaft 20 of a diameter smaller than the inner diameter of the outer shell. A pressure member 21 for containing hydraulic pressure medium is disposed in the space 22 thus formed between the inner surface of the outer shell and the stationary inner shaft on the working side of the controlled deflection roll, i.e., the side of the impression cylinder adjacent to the printing cylinder 1 in the printing unit shown in FIGS. 7 and 8. The hydraulic pressure within the pressure member 21 can be adjusted through conduit 23 and the inner shaft 20 will deflect with respect to the outer shell in accordance with the hydraulic pressure applied within the pressure member 21. The sleeve 5 is disposed on the controlled deflection roll 18, the outer diameter of the latter being somewhat smaller than the inner diameter of the former providing for a space 6 between the sleeve and the core and thus permitting radial displacement between the polyurethane sleeve and the controlled deflection roll 18 serving as the core of the impression cylinder. The sealing disc 24 prevents axial displacement of the sleeve with respect to the core. The sleeve 5 and the outer shell 19 rotate together in the operation of the printing unit while the shaft 20 remains stationary. The pressure along the entire working length of the impression cylinder is uniform.

In FIG. 9, a support cylinder 25 is disposed on the side of the impression cylinder 2 opposite from the printing cylinder 1. This support cylinder is shown as a roll, the working circumference of which can follow the deflection of the impression cylinder. The roll 25 as shown is of the same construction as the controlled deflection roll 7 which serves as the core of the impression cylinder in the embodiment of the invention shown in FIGS. 3 and 4. However, any other type of controlled deflection roll such as, e.g., the type of roll disclosed in U.S. Pat. No. 3,043,211 can be used as the support roll.

What is claimed is:

1. An impression cylinder assembly for a gravure printing unit including a cylindrical core and a pre-formed, seamless sleeve of synthetic elastic material disposed on said core to form the outer working surface of the impression cylinder assembly, said sleeve having a hardness lying in the range of about 88°–98° Shore A, said material being a polyurethane elastomer and said core comprising a controlled deflection roll, said

controlled deflection roll comprising a rotating outer shell, a stationary inner shaft disposed within said outer shell, the diameter of said shaft being smaller than the inner diameter of said shell providing a space between the shell and the shaft, longitudinal seals dividing the space between the shaft and the shell into two longitudinal chambers, one of said longitudinal chambers being on the side of the shaft adjacent the working surface of the roller, the other longitudinal chamber being on the side of the shaft opposite the working side of the roller, the said chamber adjacent to the working surface of the roller being filled with a fluid pressure medium, the pressure within said chamber being adjustable whereby the shaft can deflect with respect to the shell and uniform pressure is exerted by the roll along the entire length of the roll.

2. An impression cylinder assembly for a gravure printing unit including a cylindrical core and a pre-formed, seamless sleeve of synthetic elastic material disposed on said core to form the outer working surface of the impression cylinder assembly, said sleeve having a hardness lying in the range of about 88° - 98° Shore A, said material being a polyurethane elastomer and said core comprising a controlled deflection roll, said controlled deflection roll comprising a rotating outer shell, a stationary inner shaft disposed within said outer shell, the diameter of said shaft being smaller than the inner diameter of said shell providing a space between the shell and the shaft, a pressure member for containing a hydraulic pressure medium disposed in said space between the inner surface of the outer shell and the stationary inner shaft on the working side of the roll, said pressure member being filled with a fluid pressure medium, the pressure within the pressure member being adjustable whereby the shaft can deflect with respect to the shell and uniform pressure is exerted by the roll along the entire length of the roll.

3. A printing unit for a gravure press including a printing cylinder, an impression cylinder adjacent and parallel to said printing cylinder, said impression cylinder comprising a cylindrical core and a pre-

5 formed, seamless sleeve of a polyurethane elastomer disposed on said core to form the outer working surface of said impression cylinder, said sleeve having a hardness lying in the range of about 88° - 98° Shore A and a support roller disposed adjacent and parallel said impression cylinder on the opposite side of said impression cylinder from a printing cylinder, said support roller comprising a controlled deflection roll comprising a rotating outer shell, a stationary inner shaft disposed within said outer shell, the diameter of said shell providing a space between the shell and the shaft, longitudinal seals dividing the space between the shaft and the shell into two longitudinal chambers, one of said longitudinal chambers being on the side of the shaft adjacent the working surface of the roller, the other longitudinal chamber being on the side of the shaft opposite the working side of the roller, the said chamber adjacent to the working surface of the roller being filled with a fluid pressure medium, the pressure within said chamber being adjustable whereby the shaft can deflect with respect to the shell and uniform pressure is exerted by the roll along the entire length of the roll.

4. An impression cylinder assembly for a gravure printing unit including a cylindrical core and a pre-formed, seamless sleeve of synthetic elastic material disposed on said core to form the outer working surface of the impression cylinder assembly, said sleeve having a hardness lying in the range of about 88° - 98° Shore A, said material being a polyurethane elastomer and said core comprising a controlled deflection roll, said controlled deflection roll comprising a rotating outer shell subject to deflection, a shaft located within said shell and extending at least for the length of the working surface of said shell, and means for applying variable pressure from said shaft to the inside of said shell at a location and in a direction providing a reaction to the deflection of said shell, the inside of said shell forming a space permitting said shaft to deflect when stressed by said pressure.

* * * * *

45

50

55

60

65

Dec. 15, 1964

L. HORNOSTEL

3,161,125

ADJUSTABLE CROWN ROLL

Filed Feb. 15, 1961

Fig-1

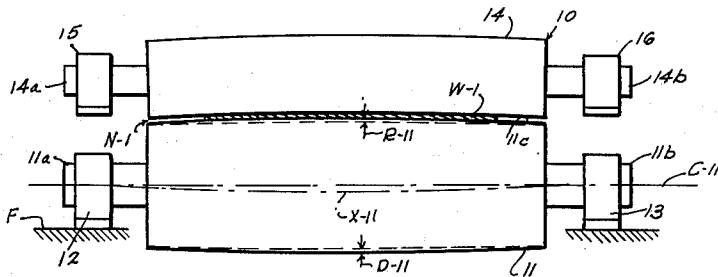


Fig-2

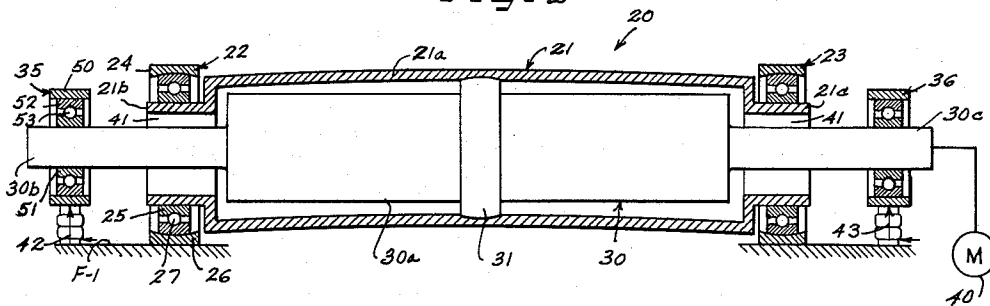
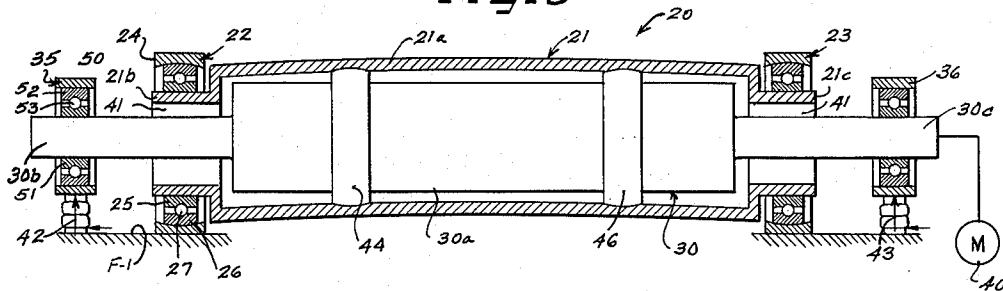


Fig-3



1

3,161,125

ADJUSTABLE CROWN ROLL

Lloyd Hornbostel, Beloit, Wis., assignor to Beloit Iron Works, Beloit, Wis., a corporation of Wisconsin
Filed Feb. 15, 1961, Ser. No. 89,527
5 Claims. (Cl. 100—155)

The present invention relates broadly to roll structures, and is more particularly concerned with a new and improved roll constructed to counteract the tendency of the roll axis to deflect in response to a load applied to the roll.

The instant invention is of utility in various arts, however, it is particularly useful in the paper making art and will accordingly be described particularly in connection therewith. In paper machines there are numerous types of rolls of substantial size which are subjected to loads tending to deflect the rolls centrally. Illustratively, wire return rolls in a Fourdrinier paper machine are subject to a load tending to effect central deflection thereof by reason of the weight of the rolls themselves, the weight of the Fourdrinier wire carried by the rolls, the tension on the Fourdrinier wire, and in the case of a driven roll, the force component resulting from the reaction or resistance of the wire itself to the driving force. Such forces tend to deflect the roll downwardly in the middle, and this results in an undesirable guidance of the traveling wire, which condition has been found advantageous to avoid by counteracting the tendency for downward deflection of the return roll by one means or another.

In addition, in press couples, calender stacks and the like the web passes through a nip between a pair of superimposed rolls whereat the nip is subjected to pressures. The pressures applied at the nip tend to load the lower roll and deflect the same centrally downwardly. This deflection results in an undesirable application of forces across the nip, and other undesirable operating features. It has accordingly been the practice to correct such deflection in paper machines by "crowning" the lower roll. However, the crowning of a roll requires accurate and expensive finishing of the roll surface so as to obtain a slightly greater roll diameter in the central portion of the roll. As well, such crowning is carried out on the basis of a predetermined set of force conditions, and may not be satisfactory for operation under a different set of force conditions. Accordingly, crowning of rolls often does not afford satisfactory operation for many different types of conditions.

In other arts related to paper machines, exemplified by the coating of paper or fabrics with plastic materials, pressure or calender rolls are also used. In addition, paint mixing roll systems or the like are subjected to a build up of forces in the central portion of the pressure nips, which tend to cause central deflection of the rolls and result in non-uniform and/or other undesirable conditions across the width of such press nips.

The instant invention affords a simple and unique roll structure for a roll subject to a load tending to cause deflection of its axis. In the present roll structure the crowning of the roll may be varied without rebuilding the roll or refinishing the surface thereof. Instead, the crowning of the roll is effected by mounting a roll shell in fixed bearings at the opposite ends thereof, by supporting the shell inwardly of the opposite ends thereof upon shaft means, and by applying an upwardly directed force to bearing means receiving opposite ends of the shaft means. Since opposite ends of the shell are restrained against vertical movement by the fixed bearing means and since between opposite ends of the shell said shell is supported by the shaft means, forces applied to opposite ends of the shaft means are transmitted through the support arrangement for the shaft to deflect the same generally

2

centrally thereof. Of course, the shell and shaft are coaxially spaced so that when a lifting force is applied to opposite ends of the shaft means, the shell and shaft do not initially contact and the shell deflects generally centrally of its restrained opposite ends.

It is accordingly an important aim of the present invention to provide an improved roll structure.

Another object of the instant invention is to provide an improved structure for a roll whose axis is subject to deflection in response to a load applied to the roll, by supporting a roll shell in coaxially spaced relation upon shaft means mounted in movable bearing means adjacent the opposite ends thereof and by journaling opposite ends of the shell in fixed bearing means, a lifting force then being applied to the bearing means for the shaft means to deflect the shell generally centrally thereof.

A further object of this invention is to provide a novel combination comprising a roll shell having normally a central deflection, fixed bearings rotatably mounting the roll shell, shaft means for the roll shell having shaft portions extending outwardly from the opposite ends thereof, support means contacting the shaft means and the roll shell inwardly of the opposite ends thereof and normally maintaining the shaft means and shell in coaxially spaced relation, and means for applying forces to the shaft portions and through the support means thereby relieving the normal deflection.

Other objects and advantages of the invention will become apparent during the course of the following description, particularly when taken in connection with the accompanying drawings.

In the drawings, wherein like numerals designate like parts throughout the same:

FIGURE 1 is a diagrammatic illustration showing two lower rolls of a stack of rolls, illustrating in somewhat exaggerated form the manner in which such rolls may be deflected during the specific correlation among the essential control factors in a calender stack of the prior art;

FIGURE 2 is an elevational view of one form of roll assembly constructed in accordance with this invention, parts thereof being shown in section and other parts diagrammatically; and

FIGURE 3 is a view along the lines of FIGURE 2, but showing another arrangement of support means between the shaft and roll shell.

Referring first to FIGURE 1, there is shown a bottom portion of a calender stack, indicated generally by the reference numeral 10, and comprising a king roll 11 at the bottom mounted on suitable bearings 12 and 13 which are in turn firmly secured to a fixed mounting such as a floor F. Immediately above the king roll 11 is a calender roll 14 which in turn is mounted for rotation in bearings 15 and 16. Actually, the roll 11 is provided with a left hand stub shaft or shaft element 11a rotatably received by the left hand bearing 12, and a right hand stub shaft 11b which is rotatably received by the right hand bearing 13. The roll 14 is also provided with a left hand stub shaft 14a which is rotatably received by the left hand bearing 15, and a right hand stub shaft 14b rotatably received by the right hand bearing 16.

As will be noted, the centroidal axis X-11 for the roll 11 is deflected downwardly below a horizontal or center line C-11 at the middle of the roll 11 (which straight line C-11 is the unloaded roll's normal centroidal axis) and this is caused by the load applied to the roll 11 by the weight of the roll 14 (and any other rolls thereabove). This weight is transmitted through the sheet of paper (shown in exaggerated thickness at W-1) passing through the nip between the rolls 11 and 14. In the calender 10, however, the central portion of the top surface of the roll 11 is still crowned so as to extend a distance R-11

3

above the outer extremities of the roll 11, and the bottom surface of the roll 11 is downwardly bowed still a greater distance D-11. The amount of operating crown R-11 depends upon the amount of original crown formed on the roll 11 and the total weight of the calender stack of rolls 14, etc. mounted thereabove. As will be appreciated, if it is desired to operate a calender with substantially no operating crown (R-11) in the king roll 11, the initial crown of the king roll 11 and the total weight of the calender rolls 14, etc. are correlated so as to obtain substantially no operating crown. If, however, it then becomes desirable to make a change in the operation of the prior art calender by using less calender rolls in the stack, then a greater operating crown R-11 will be obtained. This may possibly result in an undesirable pressure distribution at the portion of the web W-1 passing through the nip N-1. The same is true with respect to variations in load which may be applied to any other crowned roll in a paper machine or other device.

In many of such prior art devices, the crown initially formed on the roll being subjected to the load is just sufficient to permit the roll to deflect in response to this predetermined load to such an extent that the roll presents a substantially flat (usually horizontal) nip defining surface. It will be appreciated that any variation from such predetermined load will, however, necessarily result in a deviation from the desired flat or level contour of the operating surface or nip defining line of the roll (herein designated 11c).

Referring now to FIGURE 2, there is shown and generally designated therein by the numeral 20 a roll assembly effective to overcome the problems herein discussed. The roll assembly 20 comprises a roll shell or roll member 21 having a relatively large diameter main body portion 21a and reduced diameter end portions 21b and 21c journaled in bearing means 22 and 23, fixed as shown to a floor or the like F-1 and constructed essentially identically. The description of one bearing means will accordingly suffice for the other, and it may be seen that the bearing means 22 comprises a housing 24 mounting therewithin inner and outer races 25 and 26 receiving therebetween ball means 27.

Forming a part of the roll assembly 20 and providing the means for bowing the roll shell 21 or for relieving any central deflection therein caused by its own weight or other factors is shaft means 30 having a main body portion 30a and reduced diameter end portions 30b and 30c extending outwardly from opposite ends of the shell end portions 21b and 21c. Of course, the shaft means 30 could be of uniform diameter throughout, but in any event the roll shell 21 is maintained in coaxially spaced relation with respect to the shaft means 30 by support means 31 which may take the form of an annular collar, as shown, secured to the shaft body portion 30a. It may be found that for certain applications the support means 31 may be provided by self-aligning bearing means affixed in any desired manner to the shaft, but regardless of the particular construction of the support means 31, such means as appears in FIGURE 2 is located centrally of opposite ends of both the roll shell 21 and shaft means 30. The support means 31 not only normally maintains the shell and shaft in the coaxially spaced relation illustrated, but functions additionally as force transmitting means to relieve deflection in the manner to be hereinafter described.

The end portions 30b and 30c of the shaft means 30 are journaled in separate and independent non-fixed or movable bearing means 35 and 36, which as illustrated are of the conventional type, whereas the bearing means 22 and 23 for the roll shell 21 are desirably self-aligning, as illustrated. The bearing means 35 and 36 each comprises a housing 50 mounting therewithin inner and outer races 51 and 52 receiving therebetween ball means 53. Naturally, the latter two bearing means need not be constructed in the precise manner shown, however, such

4

bearing means are positioned along the shaft end portions 30b and 30c essentially in the locations indicated.

The shaft means 30, depending upon the particular application in which it is employed, may be positively driven by motive means diagrammatically shown and indicated by the numeral 40, and in such arrangement the roll shell 21 is thus driven through a rigid connection with the driven shaft means 30 (via the force transmitting means 31 which is drivingly connected to the shell 21 due to friction pressure engagement therewith or by being welded thereto—the shell may be shrink fit over the member 31 so that the member 31 presses into the inner surface of the shell 21, with the outer surface of the shell 21 being ground to a cylindrical shape). On the other hand, if employed in a press couple or in another environment wherein the roll shell 21 is in nip-defining relationship with another roll, the driving force may be supplied by said other roll. Likewise, the roll shell 21 and connecting shaft means 30 may be driven by a traveling band moving thereover.

It has been noted hereinabove that the shaft means 30 may be of uniform diameter throughout the length thereof and need not be provided with a relatively greater diameter body portion 30a. However, it is critical that the inner diameter of the shell end portions 21b and 21c and the outer diameter of the shaft end portions 30b and 30c surrounded by the shell end portions be so sized as to provide an adequate annular gap or space 41 therebetween. The reason therefor is believed now apparent and will be quite clear as the description continues.

In order to bow the shell member 21 or to relieve any central deflection therein caused by its own weight or other factors there is applied to the shaft end portions 30b and 30c generally upwardly directed forces in the nature of lift. Such forces may take numerous forms, and for this reason the force applying means are indicated diagrammatically by arrows, to which the numerals 42 and 43 have been applied. Desirably, the lifting forces are applied to the non-fixed bearing means 35 and 36, and the means for applying such forces can be fluid actuators of either the pneumatic or hydraulic type. It is known that such fluid actuators provide a continuous resilient force, and they are thus separate and independent means for selectively positively displacing the bearings 22, 23 and continuously resiliently urging such bearings 22, 23 upwardly.

Upon the application of lifting forces to the shaft end portions 30b and 30c through the bearing means 35 and 36, such forces are transmitted through the shaft body portion 30a and support means 31 to the body portion 21a of the roll shell 21. Since the end portions 21b and 21c of the roll shell 21 are restrained against vertical movement by the fixed bearing means 22 and 23, the applied forces to the shaft end portions have the effect of lifting and thereby deflecting the shell body portion 21a generally centrally and for a distance outwardly to the restrained opposite ends thereof. Generally stated, the maximum bowing or crowning achieved depends not only upon the magnitude of the forces applied and the strength of the materials, but upon the extent of the annular gaps 41 between the shell end portions 21b and 21c and the portions of the shaft ends 30b and 30c surrounded thereby. In other words, it is conceivable that the roll shell could be deflected, bowed or crowned until there is contact between the shell and shaft end portions in the region of the annular spaces or gaps 41. In any event, by applying lifting forces with such fluid actuators indicated diagrammatically at 42 and 43 to the shaft means 30 in the roll assembly illustrated and described, the load applied to the shell is continuously counteracted and normal deflection of the roll shell 21 is effectively relieved. It is also apparent from the drawing and the foregoing description that in the application of such lifting forces at 42 and 43 the inherent resistance to deflection in the shell 21 yields to the inherent resistance to deflection of the shaft 30, so that

a deflection change occurs substantially in the shell 21 otherwise normally deflected in response to the load applied thereto. The shell 21 is shown bent in FIGURES 2 and 3 while the shaft means 30 is straight. This is for reasons of illustration, although the shell normally will bend more inasmuch as it has less total stiffness but it will of course be understood that some bending occurs in the shaft means 30 and particularly at the ends 30b and 30c which are of lighter weight than the center 30a.

It may be found under particular circumstances that the normal deflection in the roll shell 21 is not uniform outwardly of the vertical centerline thereof, and accordingly, the application of deflection relieving forces through the centrally located support means 31 may not produce the results desired. For this purpose, and as appears in FIGURE 3, there is provided at equally spaced locations from the vertical centerline of the shaft means 30 a pair of auxiliary support means 44 and 46. The latter means may take the form of annular collar members in contact with both the outer diameter of the shaft body portion 30a and the inner diameter of the shell body portion 21a. As appears, the support means 44 and 46 may be constructed identically to the support member 31 of FIGURE 2, and would therefore desirably be secured to the shaft portion 30a. In this manner, forces applied at 42 and 43 to the bearing means 35 and 36, and transmitted through the central support means 31 to the roll shell body portion 21a, are uniformly distributed through the auxiliary support means 44 and 46 to assure that the deflection curve is properly matched and better flexure control attained.

It will of course be understood that modifications and variations may be effected without departing from the spirit and scope of the novel concepts of the present invention.

I claim as my invention:

1. Apparatus comprising, a roll shell having normally a straight line centroidal axis that develops normally, a central deflection in response to a load applied to the shell, fixed bearings rotatably mounting the ends of said roll shell, shaft means for the roll shell having shaft portions extending outwardly from the opposite ends thereof, support means between said shaft means and said roll shell inwardly of the opposite ends thereof and normally maintaining said shaft means and said shell in coaxially spaced relation, and movable fluid actuated resilient means for applying a lifting force to each of said shaft portions in opposition to the restraint on said roll shell provided by said fixed bearings continuously counteracting said load to relieve the normal deflection in said shell, said roll shell having a given inherent resistance to deflection and said shaft means having a substantially greater inherent resistance to deflection, and said given inherent resistance to deflection of the shell yielding substantially to said greater inherent resistance of the shaft means.

2. Apparatus comprising, a roll shell having a given inherent resistance to deflection and having in unloaded condition a straight-line centroidal axis that develops normally a central deflection in response to a load applied to the shell, fixed bearings rotatably mounting the ends of said roll shell, shaft means for the roll shell having shaft portions extending outwardly from the opposite ends thereof, said shaft means having an inherent resistance to deflection greater than said given resistance, force transmitting means surrounding said shaft means inwardly of the opposite ends thereof and bearing against the inner surface of said roll shell inwardly of the ends thereof, and movable fluid actuated means acting against the shaft portions outside the roll shell for selectively raising said shaft means and continuously counteracting said load to deflect said roll shell generally centrally thereof through said force transmitting means and in opposition to restraint on the shell ends provided by said fixed bearings, whereby said given inherent resistance to deflection of

the shell yields substantially to the greater inherent resistance of said shaft means.

3. Apparatus comprising a roll shell having a given inherent resistance to deflection and having in unloaded condition a straight-line centroidal axis that develops normally a central deflection in response to a load applied to the shell, load means acting against said roll shell normally tending to effect such deflection, fixed bearings rotatably mounting the ends of said roll shell, shaft means for the roll shell having shaft portions extending outwardly from the opposite ends thereof, said shaft means having an inherent resistance to deflection greater than said given resistance, force transmitting means surrounding said shaft means inwardly of the opposite ends thereof and in rigid assembly with the inner surface of said roll shell inwardly of the ends thereof, drive means for rotating the shaft means and the roll shell thereby, and movable fluid actuated means acting against the shaft portions outside the roll shell for selectively raising said shaft means and continuously counteracting said load to correct for the deflection in the roll shell which said load means tends to effect generally centrally thereof through said force transmitting means and in opposition to restraint on the shell ends provided by said fixed bearings, whereby said given inherent resistance to deflection of the shell yields substantially to the greater inherent resistance of said shaft means.

4. Apparatus comprising, a roll shell having a given inherent resistance to deflection and developing normally a central deflection in response to a load applied thereto, fixed bearings rotatably mounting the ends of said roll shell, shaft means for the roll shell having shaft portions extending outwardly from the opposite ends thereof, said shaft means having greater inherent resistance to deflection than said roll shell, force transmitting means surrounding said shaft means at spaced locations therealong and bearing against the inner surface of said roll shell inwardly of the opposite ends thereof and movable means for raising said shaft means to deflect said roll shell generally centrally thereof through said force transmitting means and in opposition to the restraint on the shell ends provided by said fixed bearings, said movable means being fluid pressure actuators acting against the shaft portions outwardly of the shell ends whereby the inherent resistance to deflection of the roll shell yields to the greater inherent resistance to deflection of the shaft.

5. Apparatus comprising, a roll shell having a given inherent resistance to deflection and normally a central deflection in response to a load applied to the shell, fixed bearings rotatably mounting said roll shell, shaft means for the roll shell having shaft portions extending outwardly from the opposite ends thereof, said shaft means having an inherent resistance to deflection greater than said given resistance to deflection of the roll shell, second bearing means rotatably mounting the extended shaft portions, self-aligning bearing support means between said shaft means and said roll shell inwardly of the opposite ends thereof and normally maintaining said shaft means and said shell in coaxially spaced relation, and movable fluid actuators acting against said second bearing means for selectively raising said shaft means and continuously counteracting said load to deflect said roll shell generally centrally thereof through said self-aligning bearing support means and in opposition to restraint on the shell ends provided by said fixed bearings, whereby said given inherent resistance to deflection of the shell yields substantially to the greater inherent resistance of said shaft means.

References Cited in the file of this patent

UNITED STATES PATENTS

2,676,387 McArn Apr. 27, 1954

FOREIGN PATENTS

301,910 Great Britain May 23, 1929

[54] **METHOD AND APPARATUS FOR CONTROLLING DEFLECTION OF AN ADJUSTABLE CROWN ROLL**

[75] Inventor: Juhani Niskanen, Jyväskylä, Finland

[73] Assignee: Valmet Oy, Finland

[21] Appl. No.: 36,100

[22] Filed: Apr. 8, 1987

[30] **Foreign Application Priority Data**

Apr. 9, 1986 [FI] Finland 861511

[51] Int. Cl.⁴ B30B 3/04

[52] U.S. Cl. 100/35; 100/162 B; 100/170; 100/176; 72/243; 29/116.2

[58] Field of Search 100/176, 162 B, 35, 100/170, 155 R; 29/116 AD, 113 AD; 72/243, 245, 239

[56] **References Cited**

U.S. PATENT DOCUMENTS

3,097,590 7/1963 Justus 100/155 R
4,327,468 5/1982 Kusters et al. 100/170
4,399,747 8/1983 Schiel et al. 100/170 X
4,414,890 11/1983 Schiel et al. 100/162 B
4,440,077 4/1984 Schiel 29/116 AD
4,453,299 6/1984 Hemmi 29/116 AD

4,455,727 6/1984 Tschirner 29/116 AD X
4,480,459 11/1984 Feldman et al. 100/162 B X
4,502,312 3/1985 Marchioro 100/162 B
4,709,571 12/1987 Guttinger 100/162 B

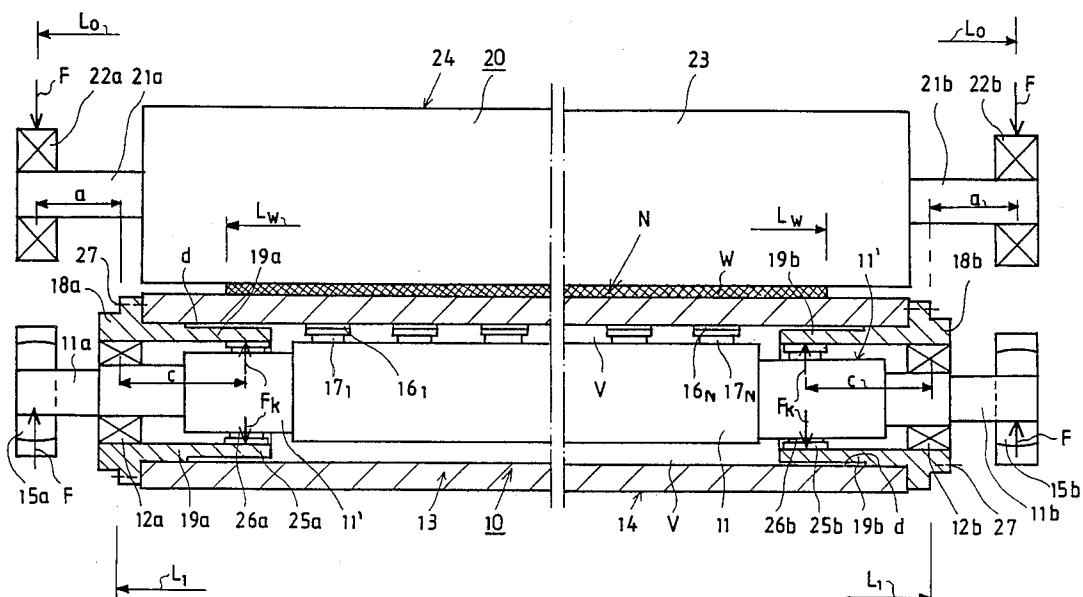
Primary Examiner—Andrew M. Falik

Attorney, Agent, or Firm—Steinberg & Raskin

[57] **ABSTRACT**

A method and apparatus for obtaining substantially uniform profiles of the roll mantles of an adjustable-crown roll and a counter-roll at a nip formed therebetween wherein the bearing distance of the counter-roll is substantially larger than the bearing distance of the adjustable-crown roll and wherein the nip is loaded by load forces applied to one or both rolls, preferably at regions of the bearings. A compensation moment is produced by devices situated within the mantle of the adjustable-crown roll between the bearings thereof loading both end regions of the roll mantle, the magnitude of the moment adjustable by adjusting the moment-producing compensation force such that the profiles of the deflected roll mantles of the adjustable-crown roll and the counter-roll at the nip are substantially uniform.

6 Claims, 6 Drawing Sheets



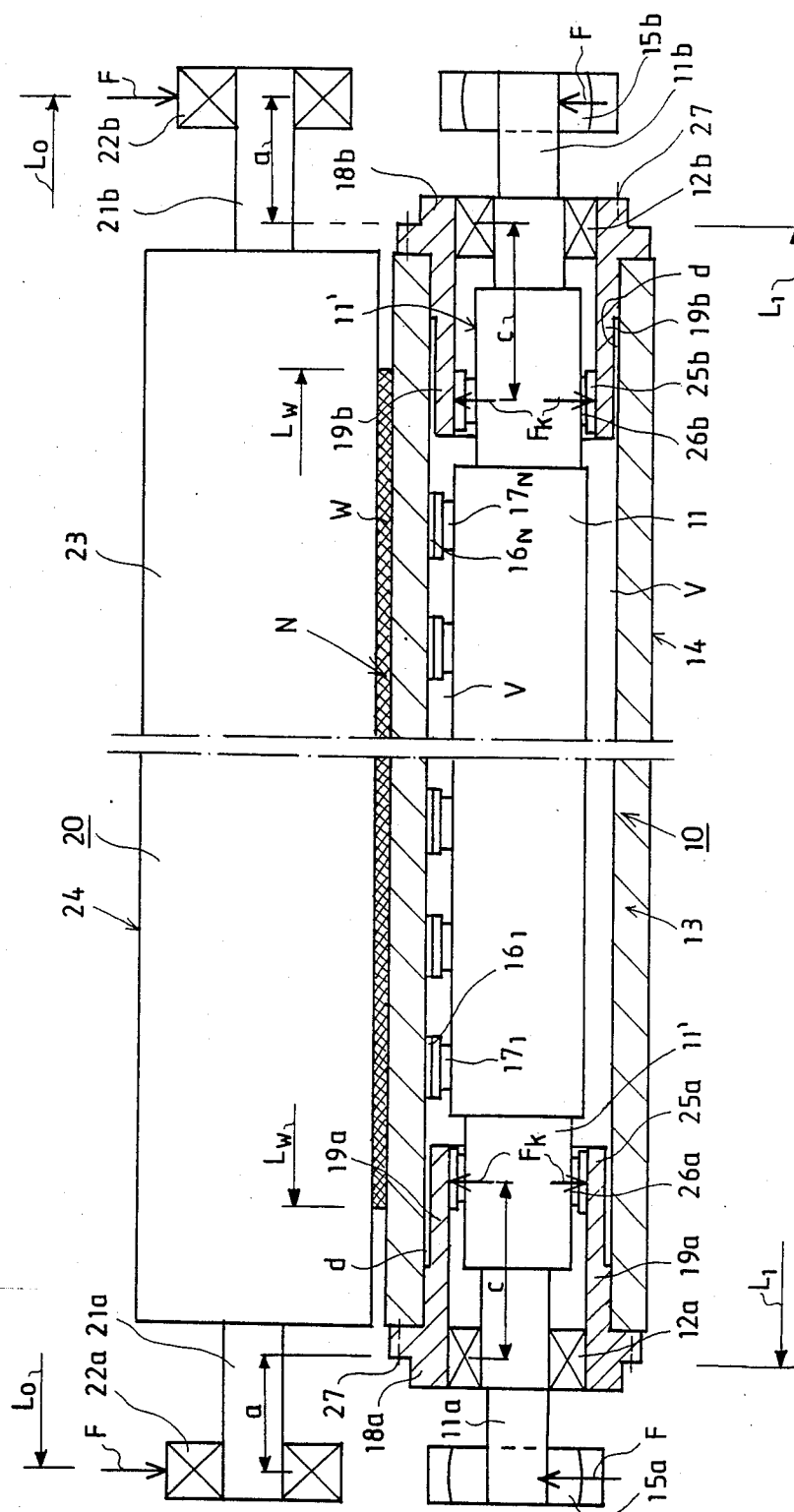
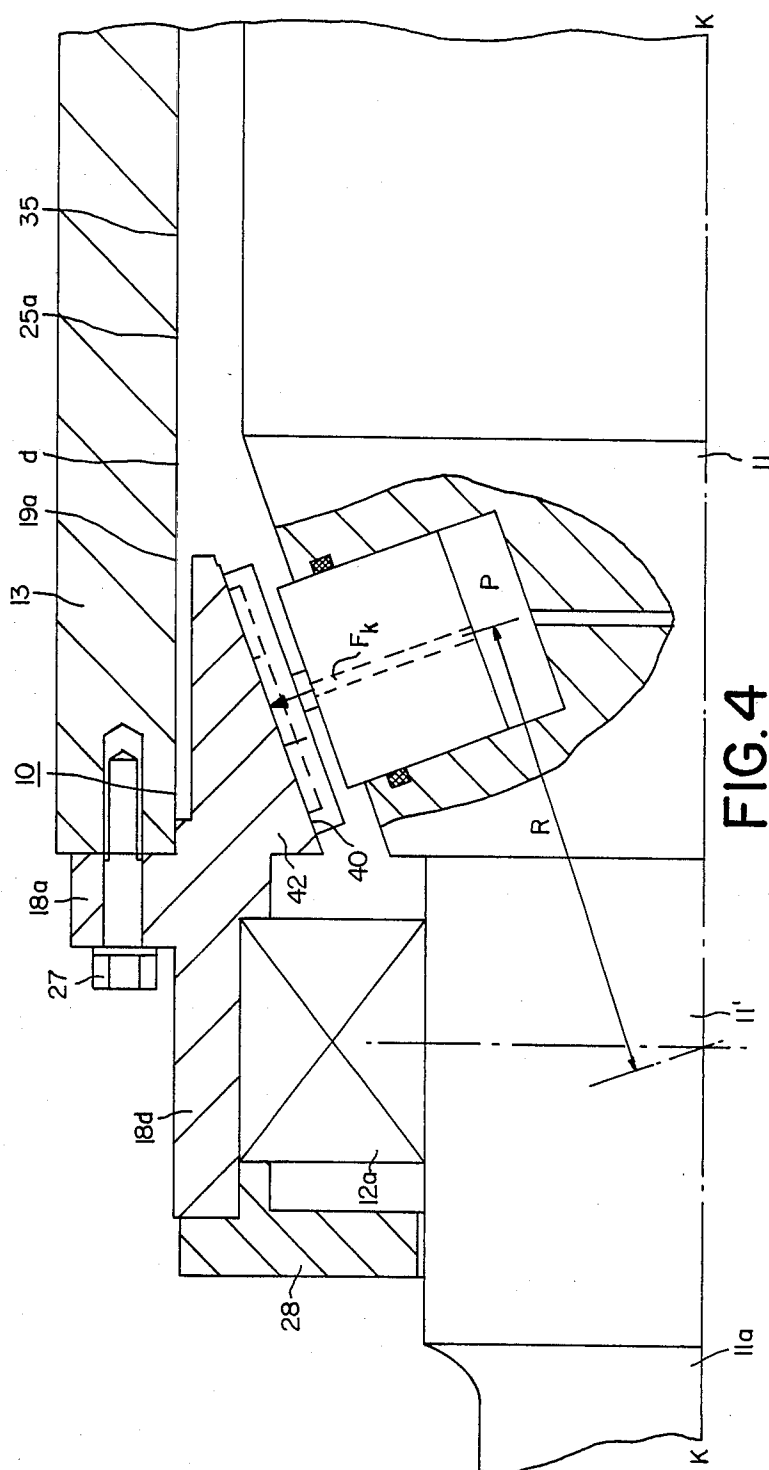


FIG. 1

FIG. 2

FIG. 3



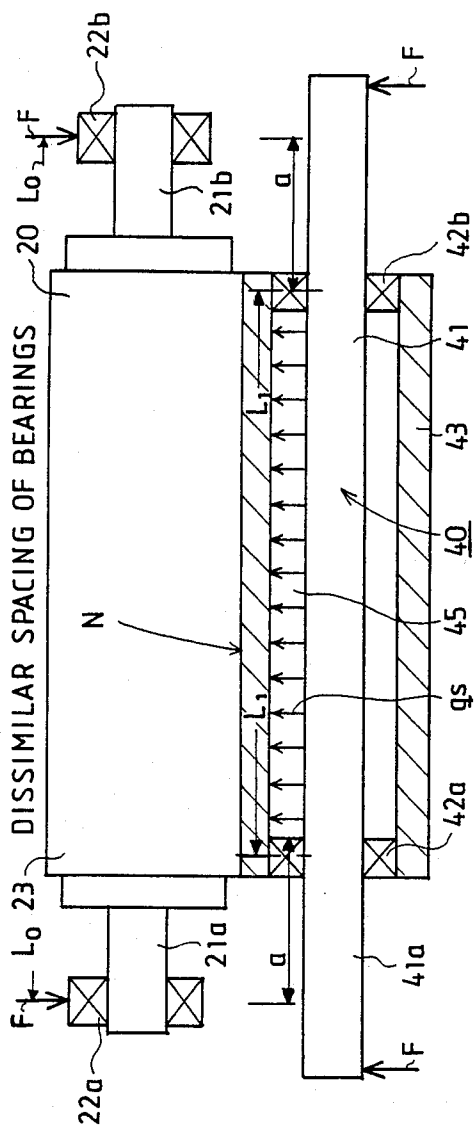


FIG. A

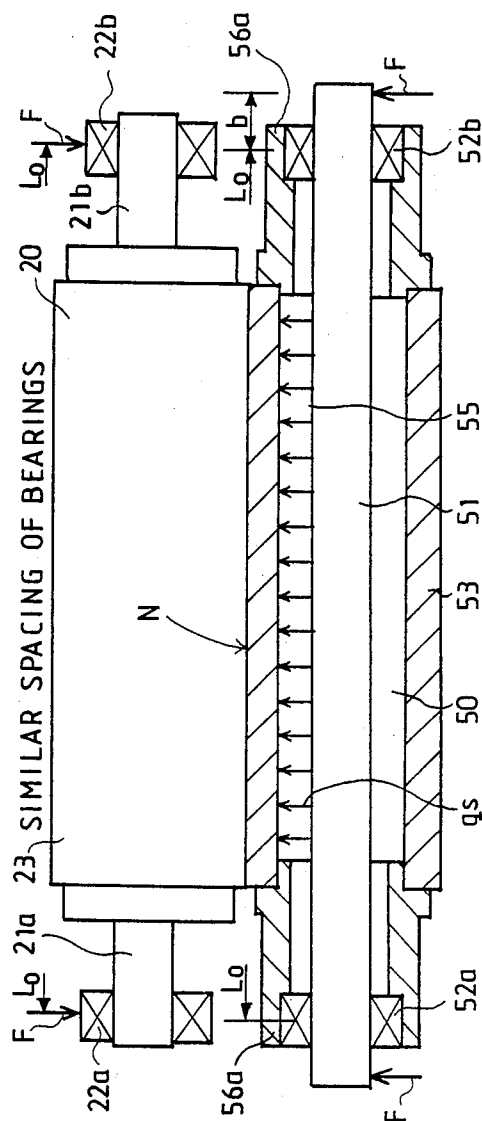


FIG. B
PRIOR
ART

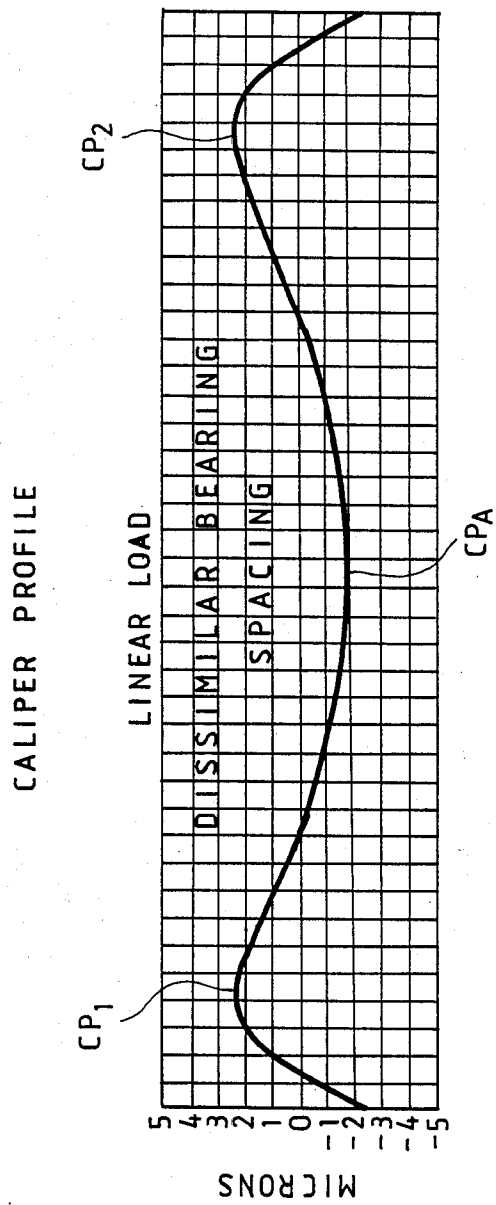


FIG.C

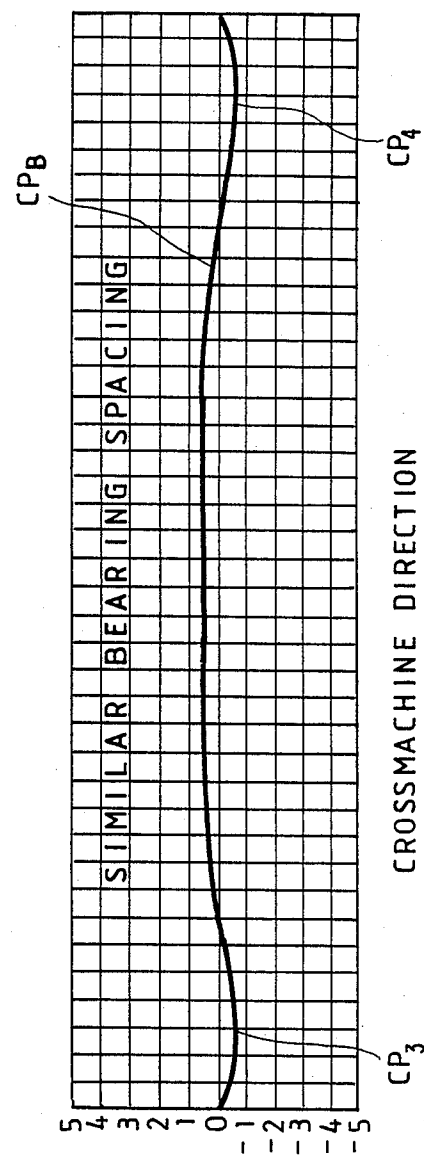


FIG.D

METHOD AND APPARATUS FOR CONTROLLING DEFLECTION OF AN ADJUSTABLE CROWN ROLL

BACKGROUND OF THE INVENTION

The present invention relates generally to methods for obtaining substantially uniform profiles or shapes of the lines of deflection of the roll mantles of an adjustable or variable-crown roll and a counter-roll at a nip formed between them, wherein the bearing distance of the counter-roll is substantially larger than the corresponding bearing distance of the adjustable-crown roll, and wherein the load in the nip between the rolls is produced by loading forces applied to one or both of the adjustable-crown roll and the counter-roll, such as at regions of the bearings thereof.

The present invention also relates generally to variable-crown rolls including a fixed, central axle and a roll mantle rotatably mounted on the axle defining a space therebetween in which apparatus for adjusting the nip profile formed by the roll with a counter-roll can be adjusted. Such nip profile adjustment apparatus can include hydrodynamic glide-shoes mounted on pressure fluid controlled loading-pistons or one or more pressure-fluid chambers occupying the space between the central axle and the inner surface of the roll mantle. The glide-shoe piston devices or the like are arranged to act substantially in the plane of the nip or symmetrically with respect to the nip. The roll mantle is rotatably journaled on the central axle at regions proximate to both of its ends by means of bearings while the fixed central axle is typically supported at locations axially outside of the locations at which the roll mantle is journaled on the central fixed shaft.

Variable-crown rolls of the type described above are commonly used in paper machines to form dewatering press nips, smoothing nips, calendering nips and the like with counter-rolls. For such purposes, it is important that the distribution of the linear load, i.e., the profile of the nip in the axial direction of the rolls, is either constant or adjustable as desired, such, for example, so as to control the transverse moisture profile and/or thickness profile or caliper of the web. There are many examples in the prior art of variable or adjustable-crown rolls which are designed in an attempt to provide adjustability for the distribution of the linear load in a nip formed by such rolls and corresponding counter-rolls.

Conventional adjustable- or variable-crown rolls used in paper machines generally comprise either a solid or tubular, fixed central roll axle or shaft and a roll mantle rotatably mounted around the fixed axle. Hydraulic pressure-actuated glide-shoe arrangements and/or one or a series of pressure-fluid chambers are arranged within the space between the fixed axle and the roll mantle for aligning or adjusting the axial profile of the mantle at the nip. Generally, the nips formed by such variable-crown rolls, such as press nips or calendering nips, are loaded by means of forces applied to the axle journals of the variable-crown roll and/or the associated counter-roll.

Reference is made to FI patent application Ser. No. 822,393, corresponding to U.S. Pat. No. 4,414,890 FI published patent applications Nos. 67,923 and 69,913 corresponding to U.S. Pat. Nos. 4,327,468 and 4,440,077 respectively, and U.S. Pat. No. 3,097,590 as representative of relevant prior art.

The counter-roll forming the nip with the variable-crown roll generally is rotatably mounted on axle journals which are permanently fixed to the mantle of the counter-roll. On the other hand, the variable-crown roll is journaled on the fixed, central axle, which is generally quite massive. The distance between the opposite journal bearings of the counter-roll usually differs from the corresponding distance between the journal bearings of the variable-crown roll, the latter usually being substantially smaller than the former, thereby resulting in certain drawbacks discussed in greater detail with reference to FIG. A.

For example, the difference between the bearing distances of the variable-crown roll and its counter-roll can result in the shapes of the crowns of the variable-crown roll and its counter-roll differing from each other. Various attempts have been made to resolve this problem. For example the rolls can be crowned. However, this technique will result in a uniform nip profile at only one particular linear load. Heating devices have been used in calender rolls to heat the roll mantle at portions at which higher linear loads are desired. However, such techniques also have their own limitations and drawbacks. Attempts have also been made to obtain a uniform nip profile by designing the variable-crown roll to have an extended bearing distance. However, this technique only results in creating new problems in connection with the frame construction of the paper machine. It has also been suggested to use an articulated bearing and a rolling bearing, situated one over the other, in the journaling of a variable-crown roll and its counter-roll to obtain a uniform nip profile. However, this technique requires a significant amount of space. Still other techniques for obtaining a uniform nip profile have been suggested, such as so-called self-acting counter-moment rolls.

It has also been suggested to provide a variable-crown roll with an extended mantle so that the bearing distances of the variable-crown roll and counter-roll are substantially equal (see, e.g. FIG. B). In such arrangements, the crown line of the variable-crown roll will substantially correspond to the crown line of the counter-roll whereby the caliper profile of the nip formed by the variable-crown roll and the counter-roll is substantially uniform, as discussed in greater detail with reference to FIGS. B and D. Extending the mantle of the variable-crown roll, however, results in numerous drawbacks.

SUMMARY OF THE INVENTION

It is an object of the present invention to provide new and improved methods for controlling the deflection of an adjustable-crown roll to obtain substantially uniform profiles of the roll mantles of the adjustable-crown roll and a counter-roll at a nip formed between them.

Another object of the present invention is to provide new and improved adjustable-crown rolls including apparatus for controlling the deflection thereof to obtain substantially uniform profiles of the roll mantles of the adjustable-crown roll and a counter-roll at a nip formed between them.

Still another object of the present invention is to provide new and improved apparatus and methods for obtaining substantially uniform profiles of the roll mantles of an adjustable-crown roll and a counter-roll at a nip formed between them and which avoid the drawbacks of conventional arrangements discussed above.

Briefly, in accordance with the method of the invention, these and other objects are attained by providing a method including producing compensation moments which load the end regions of the roll mantle of the adjustable-crown roll by providing devices within the roll mantle between the bearings thereof which are operable to produce moment-producing compensation forces, and adjusting the magnitudes of the compensation moments by adjusting the magnitudes of the compensation forces until the profiles of the deflected roll mantles of the adjustable-crown roll and the counter-roll at the nip formed thereby are substantially uniform.

An adjustable-crown roll according to the invention includes annular end members connected to respective ends of the roll mantle, each end member including a projecting component having a glide surface, and glide-shoe means for applying adjustable compensation forces on the glide surface of each of the projecting components for producing the compensation moments which load the respective end regions of the roll mantle.

In this manner, compensation moments can be produced which load the end regions of the roll mantle without having to provide an extension of the roll mantle. Such adjustable compensation moments can be produced by using an axially projecting sleeve component, a radially projecting ring-shaped flange component, or any other equivalent component inside of the roll mantle on which a compensation force is applied, such for example as by glide-shoe means loaded by piston-cylinder arrangements, by means of which the compensation moments are produced without interfering with the loading of the nip.

The compensation moments for obtaining substantially uniform profiles of the roll mantles at the nip can be produced by hydrostatic glide shoes or the like which are similar to those used in conventional variable-crown rolls for controlling the deflection of the roll.

DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

A more complete appreciation of the present invention and many of the attendant advantages thereof will be readily understood by reference to the following detailed description when considered in connecting with the accompanying drawings in which:

FIG. A is a schematic view of a prior art adjustable-crown roll forming a nip with a counter-roll and wherein the bearing distance of the counter-roll is greater than the bearing distance of the roll mantle of the adjustable-crown roll;

FIG. B is a schematic view of a prior art adjustable-crown roll forming a nip with a counter-roll wherein the mantle of the adjustable-crown roll is extended by end sleeves and wherein the bearing distance of the counter-roll is substantially equal to the bearing distance of the roll mantle of the adjustable-crown roll;

FIG. C is a graphical illustration showing the caliper profile of the nip shown in FIG. A in the cross-machine direction;

FIG. D is a graphical illustration showing the caliper profile of the nip shown in FIG. B in the cross-machine direction;

FIG. 1 is a front elevation view of an adjustable-crown roll forming a nip with a counter-roll and including apparatus for performing a method in accordance with the invention;

FIG. 2 is an enlarged view of a variation of the embodiment of the invention illustrated in FIG. 1;

FIG. 3 is an enlarged view similar to FIG. 2 of a second embodiment of an adjustable-crown roll including apparatus for performing a method in accordance with the invention; and

FIG. 4 is an enlarged view similar to FIGS. 2 and 3 of a third embodiment of an adjustable-crown roll including apparatus for performing a method in accordance with the invention.

DETAILED DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENTS

Conventional arrangements and their drawbacks will first be described with reference to FIGS. A-D. Referring first to FIG. A, a nip N is formed between a counter-roll 20 and a variable-crown roll 40. Counter-roll 20 includes a mantle 23 to which axle journals 21a and 21b are fixedly attached. The counter-roll 20 is rotatably mounted on axle journals 21a and 21b by means of bearings 22a and 22b, the counter-roll bearings 22a and 22b being spaced by a bearing distance L_0 . The variable-crown roll 40 comprises a stationary central axle 41 on which a hollow roll mantle 43 is rotatably mounted by roll mantle bearings 42a and 42b spaced from each other by a bearing distance L_1 . Crown-adjustment means 45 such, for example, as a series of glide shoes or a row of fluid chambers, are provided in the space defined between the central axle 41 and the inner surface of the hollow roll mantle 43 for acting in a plane containing the nip N for adjusting the profile of the nip by adjusting the crown of the roll 40. The bearing distance L_0 of counter-roll 20 is greater than the bearing distance L_1 of the variable-crown roll 40. In particular, each counter-roll bearing 22a, 22b is spaced a distance a outwardly of a corresponding roll-mantle bearing 42a, 42b so that $2 \times a = L_0 - L_1$. When the counter-roll 20 applies a uniform linear load q , produced by means of forces F applied in the regions of the counter-roll bearings, it is deflected by the linear load q and by the moment produced at its end regions. The moment M active on the counter-roll 20 at regions corresponding to the ends of the bearing distance L_1 of the variable-crown roll 40 can be represented by

$$M = F \times a = q \times L_1 \times a / 2 \quad (1)$$

Thus, the moment M acting on the end regions of the counter-roll is proportional to the linear load q so that the form of the profile of the deflected roll mantle of counter-roll 20 is constant for any given linear load q while the magnitude of the deflection of the counter-roll mantle will vary proportionally to the magnitude of the load q . However, since the bearings 42a and 42b of the variable-crown roll 40 shown in FIG. A are situated within the mantle 43, the force applied to the bearings 42a and 42b will not produce any moment which acts on the mantle 43 at the zones of roll-mantle bearings 42a, 42b, i.e., at the ends of the bearing distance L_1 . This means that the mantle 43 will be deflected with a different profile than that of the deflected mantle 23 of counter-roll 20. For this reason the caliper profile CP_A of the nip N of FIG. A is typified by the graphical illustration of FIG. C having two peaks CP_1 and CP_2 . It is an object of the invention to avoid caliper profiles having such sharp peaks.

Referring now to the arrangement shown in FIG. B, a nip N is formed between a prior-art variable-crown roll 50 and a counter-roll 20, the latter being similar to the counter-roll of FIG. A. The variable-crown roll 50

is provided with a stationary central axle 51 on which a hollow roll mantle 53 is rotatably mounted. In particular, sleeve-shaped extensions 56a are connected to the ends of roll mantle 53. The mantle 53 is journaled on the central axle 51 by means of bearings 52a and 52b which are provided within the sleeve-shaped extensions at their outer ends so that the bearing distance of the variable-crown roll is substantially equal to the bearing distance of the counter-roll 20, namely, L_0 .

As in the case of the adjustable-crown roll shown in FIG. A, a glideshoe or pressure chamber arrangement 55 is provided in the space between the central axle 51 and the roll mantle 53 by means of which a controlled loading q_s is produced on the inner surface of the mantle 53.

The nip arrangement shown in FIG. B results in a caliper profile CP_B of the type shown in FIG. D which is relatively uniform having only relatively small "valleys" CP_3 and CP_4 at the lateral regions of the nip N which are caused by the weight of the ends of the roll 50.

However, the arrangement of FIG. B has its own drawbacks, especially in the construction of the frame for the nip-defining rolls. It is also a drawback that the planes in which the loading or supporting forces F are applied to the ends of the variable-crown roll 50 are necessarily located at a considerable distance b from the plane of the bearings 22a, 52a and 22b, 52b.

An important object of the present invention is to eliminate the drawbacks described above in the rolls and nips N of FIGS. A and B and to provide a caliper profile for a nip N which is even more uniform than the profile CP_B shown in FIG. D.

Referring now to FIG. 1 wherein an arrangement in accordance with the invention is illustrated, a nip N through which a web having a width L_w runs, either with or without one or more felts, is formed between a counter-roll 20 of conventional construction as described above and an adjustable-crown roll 10 in accordance with the invention. The mantles 13, 23 of the adjustable-crown roll 10 and counter-roll 20 may have smooth surfaces 14, 24 as shown or, alternatively, may be provided with a grooved construction in which case a separate felt will generally pass through the nip N. The counter-roll 20 is mounted by means of axle journals 21a and 21b in bearings 22a and 22b having a bearing distance L_0 . Coverings 28 (FIG. 2) may be provided over the bearings 12a and 12b. The adjustable-crown roll 10 is mounted to the frame by bearings 15a and 15b which receive the outermost end portions 11a and 11b of the stationary central axle 11. The rotating mantle 13 of adjustable-crown roll 10 has a bearing distance L_1 between bearings 12a and 12b which is shorter than the bearing distance L_0 of the counter-roll 20, so that $L_0 - L_1 = 2 \times a$.

A series of glide shoes 16₁-16_N is fitted in the space between the stationary central axle 11 and the rotating mantle 13. The glide shoes are loaded by pistons 17₁-17_N situated in cylinder bores (not shown) formed in the axle 11. The loading is accomplished by introducing fluid under pressure into the piston cylinders so that the profile of the nip N can be adjusted by adjusting the fluid pressure in a conventional manner.

According to a first embodiment of the invention illustrated in FIGS. 1 and 2, annular end members 18a and 18b are connected to respective ends of the hollow roll mantle 13 of the adjustable-crown roll 10 by means of threaded fasteners 27 or the like. The annular end

members 18a and 18b each include a projecting component which in the illustrated embodiment comprises an axially projecting sleeve-shaped component 19a, 19b that extends axially into the mantle 13 substantially coaxially with the roll mantle and has a substantially cylindrical inner surface 19' comprising a glide surface adapted to be acted upon by compensation forces as described below. Sleeve-shaped component 19a, 19b has an outer radius which is smaller than an inner radius of the roll mantle 13 to provide a certain play d between the outer surface of the sleeve-like component 19a, 19b and the inner surface of the roll mantle 13. The end regions of the fixed central axle 11 are each formed with a first reduced diameter portion 11' and located within respective sleeve-like components and outer journal portions 11a, 11b respectively at the ends of which articulation bearings 15a and 15b mount the central shaft fixed against rotation.

Cylinder bores 30a, 30b are formed in the reduced-diameter portions 11' of the central axle 11. Pistons 26a, 26b provided with seals 36 (FIG. 2) are situated within respective cylinder bores. Glide shoes 25a, 25b are supported on the outer surfaces of pistons 26a, 26b by means of articulated joints 32. When the pistons 26a, 26b are loaded by pressurized fluid, the glide shoes 25a, 25b are urged against the smooth glide surfaces 19' of the sleeve-shaped components 19a, 19b. Two oppositely acting pistons 26a, 26a; 26b, 26b are provided at each end region of the fixed central shaft so that there are two pairs of pistons 26 in total.

When fluid under an adjustable pressure p is passed through ducts 31 into the cylinder spaces 30a, 30b defined by pistons 26a, 26b and the cylinder bores, some of the pressurized fluid passes into the spaces 35 in the glide shoes 25a, 25b through bores 33 in the pistons 26a, 26b and the glide shoes are urged against the glide surfaces 19' to produce compensation forces F_k . These compensation forces F_k have a torque arm c having a length equal to the distance between the line of action of the compensation force and a plane containing a respective one of the bearings 12a, 12b. By pressurizing those cylinder spaces 30a, 30b of pistons 26a, 26b that face the nip N at both of the end regions of the adjustable-crown roll, a downwardly directed bending moment M_k is produced. Alternatively, by suitably pressurizing the pistons on the opposite side of the central axle, i.e., directed away from the nip N, an upwardly directed bending moment is produced which is indicated if the counter-roll 20 is deflected towards the nip N by its own weight. The bending moment M_k is represented by the equation:

$$M_k = c \times F_k \quad (2)$$

By suitable adjustment of the pressure p within the cylinder chambers, the moment M_k can be adjusted so that the moment M acting on the end regions of the counter-roll 20 designated by the equation (1) is proportional or equivalent to the moment M_k obtained from equation (2), the profiles of the deflected roll mantles 13 and 23 of the adjustable-crown roll 10 and counter-roll 20 can be made substantially uniform at the nip. Thus, the caliper profile of the nip N can be made uniform to an extent greater than even the example shown in FIG. D.

The operation of the embodiment of the invention illustrated in FIG. 1 will now be described. The application of the compensation forces F_k on the glide surfaces

of the annular end members 18a and 18b produce respective compensation moments M_k . The magnitude of the compensation forces are adjusted to produce a moment pattern which obtains substantially uniform profiles of the roll mantles 13, 20 of adjustable-crown roll 10 and counter-roll 20 at the nip N. The full magnitude of the compensation moments act on the roll mantle 13 from the points of the roll mantle at which the sleeve-shaped projecting components 19a and 19b last contact the inner surface of the mantle 13. This is to be contrasted to prior art arrangements wherein the full value of the moment pattern is not effective at the ends of the roll. Rather, in prior art arrangements, the moment increases between the roll mantle bearing and the first glide shoe in a linear manner from zero to the desired constant moment value.

Where two opposed glide-shoe devices are used within the sleeve-shaped components 19a, 19b, i.e., a glide-shoe device situated above the central axle and beneath the central axle, it will be understood that they generally will not be active at the same time to produce compensation forces F_k since this would have the effect of one cancelling the effect of the other. Referring to FIG. 1, when it is desired to bend the end regions of the mantle 13 of roll 10 downwardly at the nip N, the upwardly directed compensation force F_k is adjusted to act upon the upper glide shoe 25a, 25b. On the other hand, when the end regions of mantle 13 of roll 10 are desired to be bent upwardly, the glide shoe 25a, 25b situated below the central axle 11 is acted upon by the compensation force F_k .

As seen in FIGS. 1 and 2, the compensation force F_k which produces the moment M_k is directed in a radial plane of the variable-crown roll 10. However, the invention may also be carried out so that the compensation force is applied in other directions. In this connection, referring to FIG. 3 wherein an arrangement is shown where the compensation forces are applied in directions substantially parallel to the axis of roll 10, annular end members 18a and 18b (end member 18b not shown) are connected to respective ends of the roll mantle 13 of the adjustable-crown roll 10. The annular end members 18a, 18b are provided with radially projecting flange components 39a, 39b having smooth inner glide surfaces 39' situated in radial planes. Pistons 26a, 26b (piston 26b is situated below the central axis of central axle 11 and is not shown) are positioned in axially extending cylinder bores 30a, 30b which open into plane 11c of axle 11 and are coupled to respective glide shoes 25A, 25B in accordance with the principle of the operation of FIG. 1. Thus, two pairs of pistons are adapted to be urged in an axial direction under pressure P by hydraulic fluid admitted to the cylinder chamber through ducts 31 to bear against the glide surfaces 39'. In this manner, compensation forces F_k are produced, the magnitudes of which are adjustable by adjusting the pressure P of the hydraulic fluid. The compensation forces F_k produce moments M_k which act to bend the ends of the mantle 13 of roll 10 in a manner similar to the embodiment of FIG. 1. The moment M_k is represented by the equation

$$M_k = F_k \times R, \quad (3)$$

where R is the length of the torque arm which in this instance is the distance between the line of action of the compensation force F_k and the central axis K—K of the adjustable-crown roll. In other respects, the construction of the embodiment of FIG. 3 is similar to that de-

scribed above in connection with the embodiment of FIGS. 1 and 2.

It will be understood that the compensation forces F_k may be applied in directions intermediate of the axial and radial directions by forming appropriate oblique glide surfaces on the projecting components of the annular end members against which suitably configured glide-shoes act. In this connection, reference is made to FIG. 4 wherein an arrangement is shown in which oblique guide surfaces 40 are formed on the projecting components 42 of annular end members 18a, 18b. Components of the arrangement of FIG. 4 corresponding to those of FIG. 3 are designated by like reference characters.

Obviously, numerous modifications and variations of the present invention are possible in the light of the above teachings. It is therefore to be understood that within the scope of the claims appended hereto, the invention may be practiced otherwise than as specifically disclosed herein.

What is claimed is:

1. A method for obtaining uniform profiles of roll mantles of an adjustable-crown roll and a counter-roll at a nip formed therebetween, wherein the adjustable-crown roll includes a fixed central axle and a hollow roll mantle rotatably mounted on the axle by bearings spaced from each other by a first bearing distance, and wherein the counter-roll is mounted on axle journals fixed to the counter-roll mantle by bearings spaced from each other by a second bearing distance which is larger than the first bearing distance, and wherein the nip formed between the adjustable-crown roll and the counter-roll is loaded by applying load forces to one or both of the adjustable-crown roll and the counter-roll, comprising the steps of:

providing devices inside the hollow mantle of the adjustable-crown roll and within the first bearing distance operable for producing a compensation force which in turn produces a compensation moment which loads a respective end region of the roll mantle of the adjustable-crown roll;

loading each end region of the adjustable-crown roll by a compensation moment through operation of said devices, said compensation moment being produced by directing the compensation force in a direction substantially parallel to the axis of the adjustable-crown roll upon components within the roll mantle of the adjustable-crown roll and wherein the compensation force has a torque arm having a length equal to the distance between the line of action of the compensation force and the central axis of the adjustable-crown roll; and

adjusting the magnitude of said compensation moment by adjusting the magnitude of the compensation force whereby the profiles of the deflected roll mantles of the adjustable-crown roll and the counter-roll at the nip formed therebetween are adjustable to be substantially uniform.

2. A method for obtaining uniform profiles of roll mantles of an adjustable-crown roll and a counter-roll at a nip formed therebetween, wherein the adjustable-crown roll includes a fixed central axle and a hollow roll mantle rotatably mounted on the axle by bearings spaced from each other by a first bearing distance, and wherein the counter-roll is mounted on axle journals fixed to the counter-roll mantle by bearings spaced from each other by a second bearing distance which is larger

than the first bearing distance, and wherein the nip formed between the adjustable-crown roll and the counter-roll is loaded by applying load forces to one or both of the adjustable-crown roll and the counter-roll, comprising the steps of:

providing devices inside the hollow mantle of the adjustable-crown roll and within the first bearing distance operable for producing a compensation force which in turn produces a compensation moment which loads a respective end region of the roll mantle of the adjustable-crown roll, said devices including a projecting component of an annular end member connected to a respective end of the roll mantle of the adjustable-crown roll, said projecting component situated within the roll mantle and having a glide surface, and piston-glide shoe assemblies arranged to act between the fixed central axle of the adjustable-crown roll and said glide surface of said projecting component;

loading each end region of the adjustable-crown roll by a compensation moment through operation of said devices by applying pressure to the piston-glide shoe assemblies; and

adjusting the magnitude of said compensation moment by adjusting the pressure acting on the piston-glide shoe assemblies to adjust the magnitude of the compensation force whereby the profiles of the deflected roll mantles of the adjustable-crown roll and the counter-roll at the nip formed therebetween are adjustable to be substantially uniform.

3. An adjustable-crown roll comprising:

a fixed central axle having end regions;

a hollow roll mantle rotatably mounted on said axle by roll mantle bearings situated proximate to ends of said roll mantle, said fixed central axle being supported by articulation bearings situated laterally outside corresponding ones of said roll mantle bearings;

means situated in a space defined between said central axle and said roll mantle for acting in a plane containing the nip for adjusting the profile of the nip;

annular end members connected to respective ends of said roll mantle, each end member including a projecting component having a glide surface and comprising an axially extending sleeve-shaped component having an axial length and which is substantially coaxial with said roll mantle, said sleeve-shaped component having an outer radius which is smaller than an inner radius of said roll mantle, said glide surface comprising an inner substantially cylindrical surface of said sleeve-shaped component;

means for applying an adjustable compensation force against said glide surface of each of said projecting components for producing a compensation moment which loads the respective end region of the roll mantle, said means for applying a compensation force comprising at least one glide shoe situated on each of opposed sides of said central axle at each end region thereof adapted to act upon said glide surface of a sleeve-shaped component of a respective annular end member substantially in a plane containing the nip; and

cylinder-piston means arranged to act between each of said glide shoes and said central axle, said cylinder-piston means each including a radially extending cylinder bore formed in a respective end region of said central axle and a piston situated in said cylinder bore and adapted to act on a respective

glide shoe, such that a substantially radially directed compensation force is produced by loading a respective piston to press a respective glide shoe against said glide surface of a sleeve-shaped component of a respective annular end member, said compensation force having a torque arm having a length equal to the distance between the line of action of the compensation force and a plane passing through a respective one of said mantle bearings mounting said roll mantle on said central axle; whereby when said adjustable-crown roll forms a nip with a counter-roll, the profiles of the roll mantles of the adjustable-crown roll and the counter-roll at the nip formed thereby being adjustable to be substantially uniform by adjusting the magnitude of said compensation moments produced by said means for applying an adjustable compensation force.

4. An adjustable-crown roll comprising:

a fixed central axle having end regions;

a hollow roll mantle rotatably mounted on said axle by roll mantle bearings situated proximate to ends of said roll mantle, said fixed central axle being supported by articulation bearings situated laterally outside corresponding ones of said roll mantle bearings;

means situated in a space defined between said central axle and said roll mantle for acting in a plane containing the nip for adjusting the profile of the nip;

annular end members connected to respective ends of said roll mantle, each end member including a projecting component having a glide surface and comprising a ring-shaped flange projecting radially within said roll mantle, said glide surface comprising an inner substantially planar surface of said ring-shaped flange component;

means for applying an adjustable compensation force against said glide surface of each of said projecting components for producing a compensation moment which loads the respective end region of the roll mantle, said means for applying a compensation force comprising at least one glide shoe adapted to act upon said glide surface of said ring-shaped flange component of a respective annular end member; and

cylinder-piston means for loading said glide shoes, said cylinder-piston means each including an axially extending cylinder bore formed at a respective end region of said central axle, and a piston situated in said cylinder bore and adapted to act on a respective glide shoe, such that a substantially axially directed compensation force is produced by loading a respective piston to press a respective glide shoe against said glide surface of a respective ring-shaped flange component of a respective annular end member, said compensation force having a torque arm having a length equal to the distance between the line of action of the compensation force and the central axis of the adjustable-crown roll;

whereby when said adjustable-crown roll forms a nip with a counter-roll, the profiles of the roll mantles of the adjustable-crown roll and the counter-roll at the nip formed thereby being adjustable to be substantially uniform by adjusting the magnitude of said compensation moments produced by said means for applying an adjustable compensation force.

5. The combination of claim 4 wherein said central axle has an outwardly facing radial shoulder at each of its end regions and wherein said cylinder bore opens outwardly from said radial shoulder.

6. An adjustable-crown roll comprising:

- a fixed central axle having end regions;
- a hollow roll mantle rotatably mounted on said axle by roll mantle bearings situated proximate to ends of said roll mantle, said fixed central axis being supported by articulation bearings situated laterally outside corresponding ones of said roll mantle bearings;

means situated in a space defined between said central axle of and said roll mantle for acting in a plane containing the nip for adjusting the profile of the nip;

annular end members connected to respective ends of said roll mantle, each end member including a projecting component having a glide surface, said

projecting component of each of said annular end members being situated within said roll mantle and said glide surface of each of said projecting components extending around said central axle; and means for applying an adjustable compensation force against said glide surface of each of said projecting components for producing a compensation moment which loads the respective end region of the roll mantle;

whereby when said adjustable-crown roll forms a nip with a counter-roll, the profiles of the roll mantles of the adjustable-crown roll and the counter-roll at the nip formed thereby being adjustable to be substantially uniform by adjusting the magnitude of said compensation moments produced by said means for applying an adjustable compensation force.

* * * * *

Додаток В
Публікації автора

					ЛБ51.705234.001 ПЗ	Арк.
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Гламазда Д.О., Марчевський В.М. Модернізація башмачного пресу: збірник тез доповідей XXIII всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів і молодих вчених «Обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів» (28-29 листопада 2018 р. м. Київ) / Укладач Я.М. Корнієнко. – К. : «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2018. – 103 с.

2. Гламазда Д.О., Марчевський В.М. . Модернізація пресу картоноробної машини: збірник тез доповідей XXIV всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів і молодих вчених «Обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів» (22-23 квітня 2019р. м. Київ) / Укладач Я.М. Корнієнко. – К. : «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2019. – 106 с.

3. Вальцьовий прес/ Гламазда Д.О., Марчевський В.М. / Заявка № u201901462, 12.03.2019.

					ЛБ51.705234.001 ПЗ	Арк.
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		